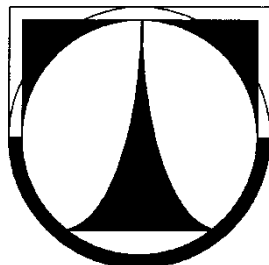


**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



**Optimalizace pístu a ojnice motoru JAWA 837**  
**Optimization of piston and connecting rod for JAWA 837**  
**engine**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Jaroslav Hrubín

Květen 2013

# **TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Obor 2302T010

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Pístové spalovací motory

## **Optimalizace pístu a ojnice motoru JAWA 837**

### **Optimization of piston and connecting rod for JAWA 837 engine**

Diplomová práce

KVM – DP – 659

Jaroslav Hrubín

Vedoucí diplomové práce: Prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.

Konzultant diplomové práce: Ing. Petr Prokeš

Ing. Pavel Brabec, Ph.D.

Počet stran: 53

Počet obrázků: 78

Počet příloh: 9

Počet výkresů: 0

Květen 2013

**Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)**

## **Optimalizace pístu a ojnice motoru JAWA 837**

### **Anotace**

Diplomová práce pojednává o rozboru a optimalizaci stávajícího řešení prototypového motoru se zaměřením na změny vůlí v kontaktních kluzných místech a stanovení kritických míst z hlediska únavové pevnosti pístu, pístního čepu a ojnice. Stávající i optimalizované řešení bude podrobena virtuálnímu namáhání pomocí metody konečných prvků a vyhodnocení výsledků, pro bezproblémový provoz.

Klíčová slova:

OJNICE,  
PÍST,  
ÚNAVOVÁ PEVNOST,  
OPTIMALIZACE,  
KONTAKTNÍ MÍSTA,  
METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

## **Optimization of piston and connecting rod for JAWA 837 engine**

### **Annotation**

This thesis deals with current and optimized solution of prototipe engine. It is focused on the change of clearance in contact sliding spots and determination critical fatigue strength places at piston, piston pin and connecting rod. Current and optimized solution will be tested through virtual strain by a finite element method and evaluation of results, so it could fulfill the correct function.

Key words:

CONNECTING ROD,  
PISTON,  
FATIGUE STRENGTH,  
OPTIMIZATION,  
CONTACTS SPOTS,  
FINITE ELEMENT METHOD

## Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Liberci dne .....

.....

podpis

## Poděkování

Na úvod bych rád poděkoval všem, kteří se nepřímo podíleli na této práci svými radami a podněty. Především bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce, panu Prof. Ing. Celestýnu Scholzovi, Ph.D., za trpělivé a bezchybné vedení. Další poděkování patří společnosti JAWA Moto spol. s.r.o., jmenovitě panu Ing. Petru Prokešovi, který poskytnul k dispozici potřebnou dokumentaci k řešeným komponentám. A v neposlední řadě panu Ing. Pavlu Brabcovi, který poskytnul nejednu radu pro simulaci a zvládnutí softwaru Pro/Mechanika.

Bc. Jaroslav Hrubín

## Obsah

1. Seznam symbolů a jednotek .....	9
2. Úvod .....	11
3. Motocyklové 4-dobé motory .....	12
3.1 Jednoválcové motory.....	13
3.2 Víceválcové motory .....	14
4. Popis a parametry motoru JAWA 837 .....	15
4.1 Otáčky a střední pístová rychlost .....	15
4.2 Střední efektivní tlak $p_e$ .....	15
5. Klikové ústrojí .....	16
5.1 Kinematika klikového ústrojí .....	16
5.2 Síly v klikovém ústrojí .....	17
6. Modely a výpočty.....	18
7. OJNICE .....	19
7.1 Náhrada ojnice .....	20
7.2 Hlava ojnice .....	21
7.2.1 Výpočet svěrné síly ojnicních šroubů .....	21
7.2.2 Výpočet kontaktního tlaku pod pánví .....	22
7.2.3 Numerický model hlavy ojnice.....	23
7.2.4 Výsledky .....	23
7.3 Dřík ojnice .....	25
7.4 Oko ojnice .....	27
7.4.1 Výpočet kontaktního tlaku lisovaného spoje .....	27
7.4.2 Velikost vůlí při provozní teplotě .....	28
7.4.3 Tvorba modelu oka ojnice .....	29
7.4.4 Výsledky .....	30
7.5 Kritická místa ojnice z hlediska únavové pevnosti .....	32
7.5.1 Stávající řešení .....	33
7.5.2 Navrhované řešení – Radius R 1,5 mm .....	34
7.5.3 Stanovení únavové pevnosti pro kritická místa ojnice.....	35
8. Pístní čep .....	37

---

8.1	Průhyb pístního čepu.....	37
8.2	Ovalizace pístního čepu .....	38
8.3	Tvorba modelu pístního čepu .....	38
8.4	Výsledky a porovnání vypočtených hodnot .....	39
9.	Píst .....	41
9.1	Tvar pláště pístu .....	41
9.2	Namáhání pístu .....	42
9.2.1	Tepelné .....	42
9.2.2	Mechanické namáhání pístu .....	42
9.2.3	Vliv vůle a deformace pístního čepu .....	43
9.3	Tvorba modelu .....	43
9.4	Výsledky .....	45
9.4.1	Maximální spalovací tlak .....	45
9.4.2	Výměna obsahu válce .....	46
9.4.3	Porovnání posunutí pláště pístu .....	47
9.4.4	Porovnání s poddimenzovaným pístním čepem .....	48
9.5	Kritická místa pístu z hlediska únavy .....	49
10.	Vyhodnocení výsledků a závěr .....	50
11.	Seznam použité literatury .....	53
12.	Přílohy .....	53



## 1. Seznam symbolů a jednotek

$a$	zrychlení	$[\text{m/s}^2]$
$\alpha$	úhel natočení klikové hřídele	$[\circ]$
$\beta$	úhel natočení ojnice v ose pístního čepu	$[\circ]$
$c_s$	střední pístová rychlost	$[\text{m/s}]$
$D$	průměr pístu	$[\text{mm}]$
$\Delta d$	ovalizace pístního čepu	$[\text{mm}]$
$\Delta M$	kompenzační moment	$[\text{Nm}]$
$f_p$	koeficient tření pod hlavou šroubu	$[-]$
$f_z$	koeficient tření v závitech	$[-]$
$\lambda$	klikový poměr	$[-]$
$F$	síla na píst	$[\text{N}]$
$F_n$	síla kolmá na osu válce (normálná)	$[\text{N}]$
$F_o$	síla ojnicí	$[\text{N}]$
$F_p$	síla na píst od tlaku plynů	$[\text{N}]$
$F_{\text{pos},m}$	setrvačná síla posuvných částí	$[\text{N}]$
$F_r$	síla radiální	$[\text{N}]$
$F_{\text{rot}}$	setrvačná síla rotačních částí	$[\text{N}]$
$F_t$	síla tečná	$[\text{N}]$
$J_o$	ovalizační moment setrvačnosti pístního čepu	$[\text{m}^3]$
$l$	délka ojnice	$[\text{mm}]$
$k$	koeficient bezpečnosti	$[-]$
$m$	hmotnost ojnice	$[\text{kg}]$
$m_A$	hmotnost posuvných částí ojnice	$[\text{kg}]$
$m_B$	hmotnost rotačních částí ojnice	$[\text{kg}]$
$m_{\text{pos}}$	hmotnost posuvných částí	$[\text{kg}]$
$m_{\text{rot}}$	hmotnost rotačních částí	$[\text{kg}]$
$M_u$	utahovací moment šroubu	$[\text{kg}]$
$p$	spalovací tlak	$[\text{1/min}]$
$P_e$	výkon	$[\text{kW}]$
$p_i$	střední indikovaný tlak	$[\text{MPa}]$
$p_e$	střední efektivní tlak	$[\text{MPa}]$

---

$\eta_m$	mechanická účinnost	[-]
$\eta_p$	součinitel jakosti povrchu	[-]
$r$	poloměr klikové hřídele	[mm]
$r_m$	střední poloměr pístního čepu	[mm]
$S_p$	činná plocha pístu	[m <sup>2</sup> ]
$\sigma_a$	amplituda napětí	[MPa]
$\sigma_c$	mez únavy	[MPa]
$\sigma_{c^*}$	snížená mez únavy	[MPa]
$\sigma_F$	fiktivní napětí	[MPa]
$\sigma_m$	střední hodnota napětí	[MPa]
$\sigma_r$	radiální napětí	[MPa]
$\sigma_t$	tečné napětí	[MPa]
$V_z$	zdvihový objem	[m <sup>3</sup> ]
$v$	rychlost	[m/s]
$\omega$	úhlová rychlost	[rad/s]
$x$	dráha pístu	[mm]
$y$	průhyb pístního čepu	[mm]
$z$	zdvih klikové hřídele	[mm]

## 2. Úvod

Dopravní prostředky jsou v dnešní době běžnou součástí života. Jedním z mnoha druhů a zároveň nejrozšířenějších, jsou motocykly. Běžně se s nimi setkáváme každý den, využíváme je pro ulehčení práce, potěšení z jízdy. Avšak ne každý je obeznámen s problematikou bezproblémového provozu a pohonu těchto prostředků. Téměř všechny motocykly fungují právě díky spalovacím motorům, přesněji pístovým spalovacím motorům.

V nynější době je již možné využít také alternativní pohony (elektromotory, stlačený vzduch, aj.), ale pouze v omezené míře a dle požadavků koncového uživatele, protože doposud vyvinuté pohony v porovnání s pístovými spalovacími motory stále ztrácí. Jde především o dojezd, rychlost a dostupnost zdroje pro doplnění paliva (energie), rozměry a v neposlední řadě i o výkon a cenu. Z těchto důvodů je pístový spalovací motor, i přes mnohá úskalí, stále hlavním druhem pohonu.

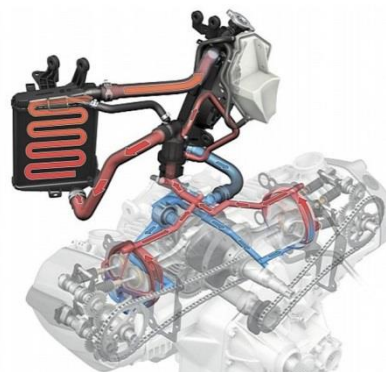
Mluvíme-li o pístovém spalovacím motoru, je zde jednou z hlavních částí pístová skupina, ojnice a kliková hřídel. Pístovou skupinou se rozumí píst, pístní čep a pístní kroužky. Píst má značný vliv na parametry, životnost, hlučnost i hospodárnost motoru. Nesmíme však opomenout, že správnou funkci pístu, může vzhledem ke vzájemné interakci jednotlivých komponent, zhoršovat např. špatně navržený pístní čep, ojnice. Je velmi obtížné zkonstruovat všechny komponenty tak, aby vyhovovaly všem našim požadavkům (nízká hmotnost, vysoká tuhost, aj.), ale jedná se především o hledání optimálního kompromisu, který nejlépe splňuje naše požadavky.

Tato práce se zabývá detailnějším rozbořem pístu, ojnice, pístním čepem motoru JAWA 837, jejich vzájemnou interakcí, změnou vůle v kontaktních místech a zjištěním kritických míst z hlediska únavové pevnosti od mechanického namáhání v režimech maximálního spalovacího tlaku a maximálních otáček. Na základě vyhodnocení výsledků je provedeno doporučení, případně změna tvaru stávajících součástí.

### 3. Motocyklové 4-dobé motory

Motocykl, jeden z nejrozšířenějších dopravních prostředků na světě, prošel od svého vzniku mnoha změnami. Změny jsou dány především pokrokem v konstrukci, materiálech, technologiích výroby a také nemalou měrou na tom má zásluhu i rozdílná poptávka a konkurence. V současnosti se vyrábí velké množství druhů motocyklů, jako jsou např. mopedy, enduro, cestovní, superbike, ryze sportovní a mnohé další. Kolébkou nových technických řešení a inovací jsou v poslední době především motocykly určené pro závody ve světových sériích a závodech, ze kterých se inovace do sériově vyráběných motocyklů, postupem času implementují. Inovace a nová řešení se netýkají pouze designu, ale také podvozku a především motorů.

Rozšířením platnosti emisních norem i na motocykly, se téměř ve všech objemových třídách ustupuje od jednoduchých dvoutaktních motorů, které mají omezenou schopnost splňovat emisní limity, ke čtyřtaktním motorům. Z pohledu odvodu tepla z motoru se přechází od chlazení vzduchem, případně vzduchem-olejem u výkonnějších motorů, k chlazení kapalinovému (např. BMW R1200GS 2013).



Obr. 1 BMW R1200GS 2013

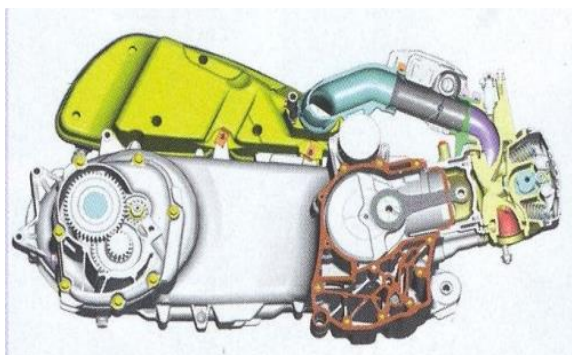
Motocyklové motory jsou odlišné od motorů vozidlových. Vyžadují častější údržbu a nekladou se u nich nároky na příliš vysokou životnost na rozdíl od motorů automobilových. Je zde vyšší požadavek na kompaktní rozměry, kdy motor má většinou klikovou skříň a olejovou náplň společnou se spojkovou komorou a převodovkou, vzájemně oddělenou přepážkami. Pozornost je věnována také hmotnosti motoru a vzhledem k vysokým otáčkám motoru, především hmotností jednotlivých pohybujících se součástí. Kompresní poměr se běžně pohybuje okolo hodnoty 10 až 11, u sportovních sériově vyráběných motocyklů dosahuje hodnoty 13. V současnosti jsou u většiny motocyklových motorů standardem čtyři ventily na válec, rozvod DOHC poháněný řetězem, elektronicky řízené zapalování, příprava směsi elektronicky řízeným vstřikováním paliva. U některých motocyklů se objevuje i

možnost přepínání výkonových map a mnoho dalších inovací (dvouspojková automatická převodovka, aj.). Doposud se jedná téměř výhradně o motory atmosférické.

### 3.1 Jednoválcové motory

Jednoválcové pístové spalovací motory jsou historicky nejstarším druhem motoru v motocyklech. Uplatňují se do současnosti v mnoha typech motocyklů a patří k nejrozšířenějším. V sériově vyráběných motocyklech se vyskytují od malých mopedů s objemem  $50 \text{ cm}^3$ , až po velké motocykly s objemem  $690 \text{ cm}^3$ , větší objem je spíše raritou pro jednoválcový motor. Jedná se o velmi kompaktní motory s malými zástavbovými nároky. Jednoválcové motory průměrných parametrů produkuje mnoho výrobců. Leaderem na trhu velmi kvalitních motorů je rakouská firma KTM, která nabízí velmi silné a kvalitní jednoválcové motory.

Pro příklad, motor LC4 od KTM s obsahem  $690 \text{ cm}^3$  se vyznačuje výkonem  $51,5 \text{ kW}$  při  $7500 \text{ 1/min}$ , to je více než  $100 \text{ koní/litr}$ , dvěma zapalovacími svíčkami s vzájemně nezávislým zapalováním a v neposlední řadě také bezproblémovým plněním současné emisní normy Euro.



Obr. 2 Řez kompaktním  
jednoválcem



Obr. 3 KTM LC4

Typ	Počet válců	Objem [dm <sup>3</sup> ]	Výkon [kW]	n [1/min]	Kompresní poměr	p <sub>e</sub> [MPa]	c <sub>s</sub> [m/s]
KTM LC4	1	0,690	51,5	7500	12,6:1	1,19	21,1
Minarelli 660	1	0,660	35,5	6 000	10:1	1,06	16,8

Tab. 1 Porovnání parametrů obdobných motorů

### 3.2 Víceválcové motory

Požadavek větších výkonů a spolehlivosti u velkých motocyklů vedl k uplatnění víceválcových motorů. Největší rozvoj víceválcových motorů je po roce 1960 až do současnosti. V současné nabídce výrobců se běžně nacházejí dvouválcové až čtyřválcové motory v uspořádání boxer, vidlicové a řadové. Tříválcové motory jsou synonymem značky Triumph. Nejvyšší počet válců, používaný u sériově vyráběných motocyklů, je 6 v protiběžném uspořádání (HONDA Goldwing).

Víceválcové motory se uplatňují u motocyklů, například cestovních, kde je kladen velký důraz na pohodlí, životnost a dostatečný výkon. Samostatnou kategorií jsou motocykly silniční sportovní, kde je kladen velký důraz na vysoký výkon, v současnosti okolo 200 koní na litr a otáčky až 16 000 1/min. Zde jsou kladeny velké nároky na nízkou hmotnost komponent, vhodné proudění směsi ve válci, dokonalou přípravu palivové směsi. Standardem je použití slitin hliníku, v některých případech i slitin titanu a vysokopevnostních ocelí. Z těchto motorů se některé postupy, technologie, materiály přenášejí na ostatní typy motocyklů, avšak ne již tolik zatížené, vzhledem k životnosti. Přehled a porovnání parametrů některých motorů cestovních a sportovních motocyklů je v tabulce 2.



Obr. 4 Moderní válcová skupina

Typ	Počet válců	Objem [dm <sup>3</sup> ]	Výkon [kW]	n [1/min]	Kompresní poměr	p <sub>e</sub> [MPa]	c <sub>s</sub> [m/s]
Yamaha XT 1200Z	2 (R)	1,199	80,9	7 250	11:1	1,12	19,2
Honda CBF 1000	4 (R)	0,998	79	9 000	11,2:1	1,06	17
Ducati Panigale	2 (V-90°)	1,198	143	10 750	12,5:1	1,35	21,7
BMW S1000RR	4 (R)	0,999	142	13 000	13:1	1,32	21,5

Tab. 2 Porovnání parametrů některých cestovních a sportovních motocyklů

## 4. Popis a parametry motoru JAWA 837

Motor JAWA 837 je čtyřdobý řadový podčtvercový kapalinou chlazený dvouválec o objemu 998 cm<sup>3</sup>. Píst je vyroben ze slitiny hliníku, pístní čep a ojnice z nikl-chromové oceli.

### Základní parametry ovlivňující konstrukci:

- |                            |                          |
|----------------------------|--------------------------|
| • výkon válcové jednotky   | $P_e = 44 \text{ kW}$    |
| • otáčky                   | $n = 9000 \text{ 1/min}$ |
| • maximální spalovací tlak | $p = 6,6 \text{ MPa}$    |
| • zdvih klikové hřídele    | $z = 69 \text{ mm}$      |
| • délka ojnice motoru      | $l = 163 \text{ mm}$     |
| • kompresní poměr          | $\varepsilon = 11,5$     |

### 4.1 Otáčky a střední pístová rychlost

Otáčky motoru patří k hlavním parametrům, na kterých závisí celkový i měrný výkon motoru. Proto je žádoucí volit je co možná nejvyšší. Avšak s otáčkami roste mechanické (rostou setrvačné a odstředivé síly pohybujících se částí klikového mechanismu) a tepelné (především teplota stěny spalovacího prostoru) zatížení součástí motoru, rostou pasivní odpory (tření v kluzných plochách, průtokové odpory) atd. Zpravidla s růstem otáček roste opotřebení a klesá životnost motoru.<sup>[1]</sup>

$$\text{Střední pístová rychlost} \quad c_s = \frac{z \cdot n}{30} \quad (1)$$

Motory rychloběžný mají velkou  $c_s > 10 \text{ m/s}$ , pro motor JAWA 837 dosahuje střední pístová rychlost až  $c_s = 20,7 \text{ m/s}$ . To je poměrně vysoká hodnota.

### 4.2 Střední efektivní tlak $p_e$

K parametrům, které nejvíce ovlivňují dosažený výkon motoru, bezesporu patří střední efektivní tlak. Jeho velikost závisí na mnoha činitelích, jako jsou pracovní

oběh, palivo, dokonalost a průběh hoření, tvar spalovacího prostoru, stupeň dokonalosti naplnění válce, kompresní poměr, mechanická účinnost atd.<sup>[1]</sup>

Jeho velikost lze stanovit:

- Z hodnot dosažených na podobných motorech, pouze orientačně
- Z p-V diagramu, např. planimetrem určit  $p_i$ , pak  $p_e = p_i \cdot \eta_m$  (2)

- Výpočtem z charakteristiky na brzdě  $p_e = \frac{P_e \cdot 120}{V_z \cdot n}$  (3)

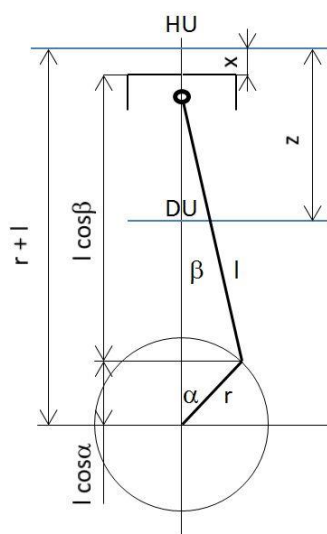
Střední efektivní tlak u motoru JAWA 837 nabývá až  $p_e = 1,173$  MPa, pro atmosféricky plněný motor nadprůměrná hodnota.

## 5. Klikové ústrojí

### 5.1 Kinematika klikového ústrojí

Kinematika klikového mechanismu řeší především pohyb jeho posuvných částí, tj. dráhu, rychlost a zrychlení pístu včetně příslušenství a posuvné části ojnice. Kinematické veličiny jsou podstatné spolu s hmotností dílů pro určení sil od posuvného a rotačního pohybu.

#### Dráha pístu



Obr. 5 Schéma

Podle schématu uvedeného na obr. 5, můžeme dráhu pístu vyjádřit jako vzdálenost pístu x od horní úvratě:

$$x = r + l - r \cdot \cos \alpha - l \cdot \cos \beta \quad (4)$$

zavedením klikového poměru  $\lambda$  vyjádříme  $\cos \beta$  a výslednou dráhu pístu x:

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (5)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \quad (6)$$

$$x = r \left( 1 - \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}) \right) \quad (7)$$



V technické praxi se používá vztah:

$$x = r * \left(1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{2} * \sin\alpha^2\right) \quad (8)$$

Rychlost pístu

$$v = r * \omega * \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} * \sin(2\alpha)\right) \quad (9)$$

Natočení klikového hřídele při maximální rychlosti

$$\alpha = \arccos\left(\frac{-1 + \sqrt{1 + 8\lambda^2}}{4\lambda}\right) \quad (10)$$

Zrychlení pístu

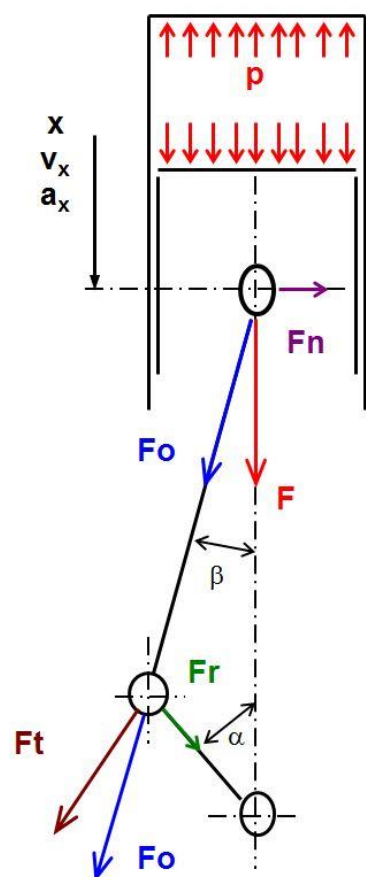
$$a = r\omega^2(\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (11)$$

Maximální hodnoty zrychlení se nacházejí v úvrati

$$\text{horní } a = r\omega^2(1 + \lambda)$$

$$\text{dolní } a = -r\omega^2(1 + \lambda)$$

## 5.2 Síly v klikovém ústrojí



$$\text{Síla na píst} \quad F = F_p + F_{pos} \quad (12)$$

$$\text{Síla od tlaku plynů} \quad F_p = p \cdot S_p \quad (13)$$

Setrvačná síla posuvných částí

$$F_{pos} = m_{pos} \cdot a \quad (14)$$

**a** pochází z (11)

V pístním čepu se  $F$  rozkládá na:

$$\text{Sílu ojnicí} \quad F_o = \frac{F}{\cos\beta} \quad (15)$$

$$\text{Sílu kolmou na osu válce} \quad F_n = F \cdot \tan\beta \quad (16)$$

Na klikovém čepu se  $F_o$  rozkládá na:

$$\text{Sílu radiální} \quad F_r = F_o \cdot \cos(\alpha + \beta) \quad (17)$$

$$\text{Sílu tangenciální} \quad F_t = F_o \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad (18)$$

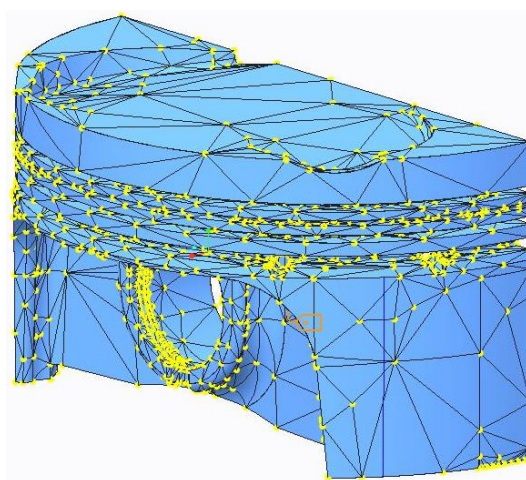
Obr. 6 Rozklad sil v klikovém ústrojí

## 6. Modely a výpočty

Z jednotlivých dílů jsou nejprve vytvořeny v prostředí Pro/Engineer dvě sestavy. První je sestava pro výpočet hlavy ojnice, kde vzhledem ke vzájemné interakci komponent a snaze přiblížit se skutečnému chování se skládá kromě samotné ojnice, také z pánve a klikového čepu. Druhá sestava se skládá z pístu, pístního čepu, pouzdra a 1/3 části ojnice. Pro zjednodušení se uvažuje druhá sestava v horní úvrati. Z důvodu symetrie pístu v jedné rovině, je pro urychlení výpočtů použit poloviční model.

Výpočet jednotlivých komponent je proveden metodou konečných prvků v prostředí Pro/Mechanica. Jsou přiřazeny materiálové vlastnosti jednotlivých komponent, okrajové podmínky a zatížení. Pro výpočet je nastaven maximální stupeň polynomu 9 a konvergence 5%. Je třeba si ovšem uvědomit, že model je tužší než reálné komponenty a vypočtené hodnoty napětí a posunutí se o trochu liší od skutečnosti. Dále je zde problém u uzlů, hran a prvků s velkou koncentrací napětí (vruby), tzv. singularit. Zde jsou hodnoty napětí mnohem vyšší než ve skutečnosti.

Pro/Mechanica používá pro výpočet P-metodu. To znamená, že její síť je podstatně jednodušší a její hrany jsou složeny z polynomických rovnic (obr. 7). Při průběhu výpočtu se každá hrana počítá zvlášť, a je-li splněna podmínka konvergence výpočtu do stanoveného limitu, již se v ní v dalším kroku nadále nepočítá. Proto by tato relativně nová metoda měla být rychlejší než H-metoda.<sup>[2]</sup>



Obr. 7 Síť konečných prvků u  
P-metody

## 7. OJNICE

Ojnice je mezičlánkem převodu přímočarého vratného pohybu pístu na rotační pohyb klikového hřídele. Přenáší síly od tlaku plynů, působících na píst, a síly setrvačné, především od posuvných hmot.

**Základní požadavky na ojnice jsou:**

- malá hmotnost
- tuhost tvaru oka a hlavy, deformace se přenáší tenkostěnnými ložisky a narušují mazací film (v extrémním případě sevření čepu)
- pevnost oka, dřívku a hlavy – dostatečná bezpečnost v únavě
- stabilita sevření hlavy šroubovým spojením

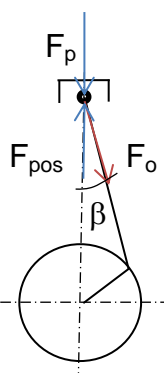
**Silové zatížení ojnice:**

Silou od tlaku plynů působících na píst  $F_p = p \cdot S_p$  (13)

kde  $S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$  (19)

Setrvačnou silou od posuvných hmot  $F_{pos} = m_{pos} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$  (20)

rotačních hmot  $F_{rot} = m_{rot} \cdot r \cdot \omega^2$  (21)



Obr. 8 Schéma

Síla v ojnici  $F_o = \frac{F_p \pm F_{pos}}{\cos \beta}$  (22)

- Maxima  $F_o$
- a) Tah – na počátku sání v HÚ, kdy  $F_p < F_{pos}$
  - b) Tlak – na počátku expanze v HÚ, kdy  $F_p > F_{pos}$

V případě ojnice motoru JAWA 837 se jedná o následující zatížení:

$$F_p = 47\,748 \text{ N}$$

$$F_{pos} = 25\,411 \text{ N}$$

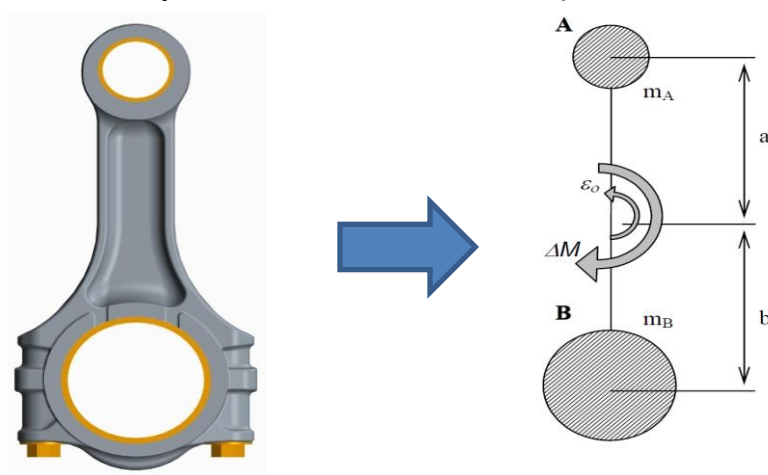
$$F_{rot} = 15\,960 \text{ N}$$

## 7.1 Náhrada ojnice

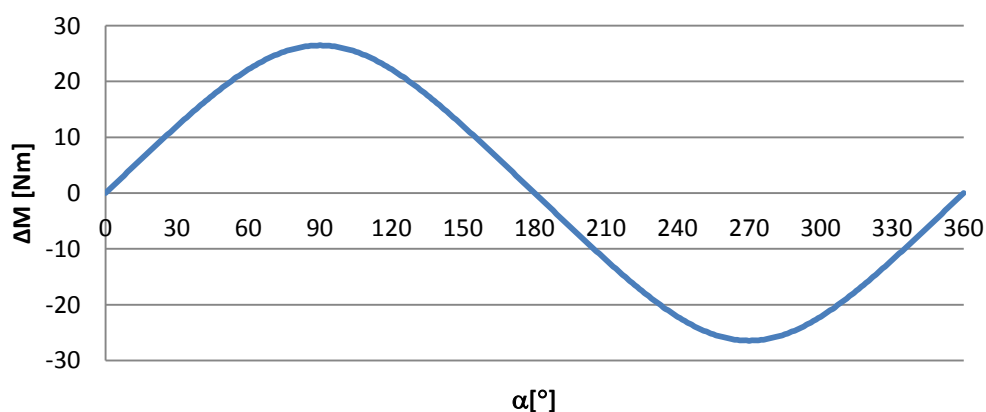
Pro usnadnění výpočtu setrvačných sil, je původní ojnice rozdělena do dvou hmotných bodů, viz obr. x. Posuvný podíl ojnice je soustředěn do osy oka pístního čepu, rotační podíl ojnice je soustředěn do osy klikového čepu. Tato náhrada splňuje pouze podmínku zachování celkové hmotnosti a polohu těžiště. Pro splnění všech podmínek dynamické ekvivalence původního a náhradního systému, je třeba, aby náhradní systém měl stejný moment setrvačnosti, jako původní systém, vzhledem k ose procházející těžištěm. K určení momentu setrvačnosti, těžiště a ostatních vlastností ojnice byl použit 3D CAD SW Pro/Engineer.

**Základní parametry náhrady ojnice:**  $m = 0,703 \text{ kg}$ ;  $m_A = 0,1824 \text{ kg}$ ;  $m_B = 0,5206 \text{ kg}$   
 $a = 89,6 \text{ mm}$ ;  $b = 31,4 \text{ mm}$

Při nahrazení ojnice pouze dvěma body vzniká chyba, která se odstraní připojením kompenzačního momentu  $\Delta M = \Delta J_o \cdot \varepsilon_o$ . Průběh  $\Delta M$  je znázorněn v grafu x. Maximální hodnoty momentu  $\Delta M = \pm 26,3 \text{ Nm}$  při  $\alpha = 90^\circ$  a  $270^\circ$ .



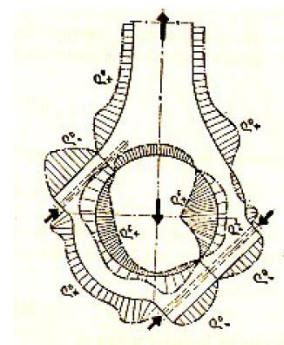
Obr. 9 Náhrada ojnice



Graf 1 Průběh kompenzačního momentu

## 7.2 Hlava ojnice

Hlava ojnice přenáší, především síly vyvolané tlakem plynů na píst a setrvačné účinky posuvných i rotačních hmot, přes pánev do klikového hřídele. Mimo tyto síly je navíc zatížena předpětím vyvolaným deformací pánve a svěrnou silou, vyvolanou od šroubů po sestavení a utažení na předepsaný utahovací moment. Toto zatížení působí na hlavu ojnice stále. Při současném, případně jednotlivém, působení těchto sil nesmí dojít k sevření klikového čepu.



Obr. 10 Příklad namáhání hlavy ojnice

Před vlastním výpočtem metodou konečných prvků, bylo provedeno několik podpůrných výpočtů, pro určení vhodného zatížení hlavy ojnice.

Prvním z nich je již zmíněná náhrada ojnice do dvou hmotných bodů. Vzhledem k působení maximálních sil od setrvačných účinků a tlaku plynů v horní úvratí, je kompenzační moment  $\Delta M = 0$ .

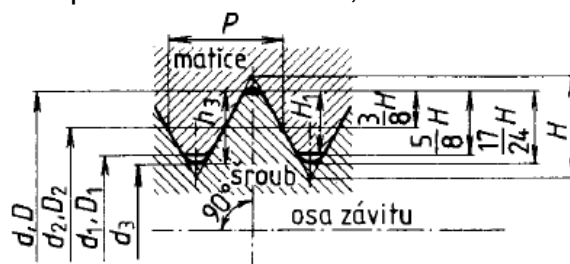
Dalším podpůrným výpočtem je svěrná síla, vyvolaná utažením šroubů na předepsaný utahovací moment, a výpočet kontaktního tlaku mezi pávní a ojnící.

### 7.2.1 Výpočet svěrné síly ojnicích šroubů

**Polotovar:** M10x1 10.9 – obrobením se mění pouze hlava šroubu, tělo šroubu zůstává původní

**Rozměry:**

- $d = 10 \text{ mm}$
- $d_2 = 9,35 \text{ mm}$
- $d_3 = 8,773 \text{ mm}$
- $\alpha = 60^\circ$
- $P = 1 \text{ mm}$



Obr. 11 Metrický závit

**Volené parametry:**

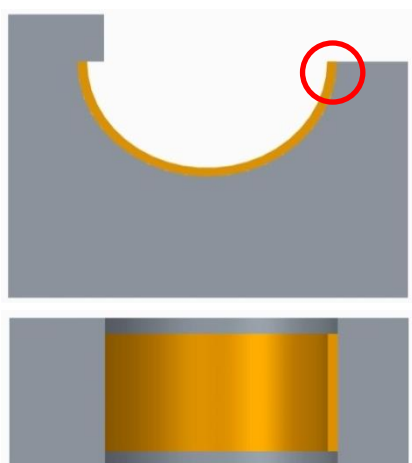
- koeficient tření pod hlavou šroubu  $f_p = 0,12$
- koeficient tření v závitech  $f_z = 0,12$
- utahovací moment šroubu  $M_u = 60 \text{ Nm}$

$$\text{Osová síla šroubu: } F_s = \frac{2 \cdot M_u}{d_2 \cdot \tan \left( \arctan \frac{P}{\pi d_2} + \arctan \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) + f_p \cdot D_p} = 37\,717 \text{ N} \quad (23)$$

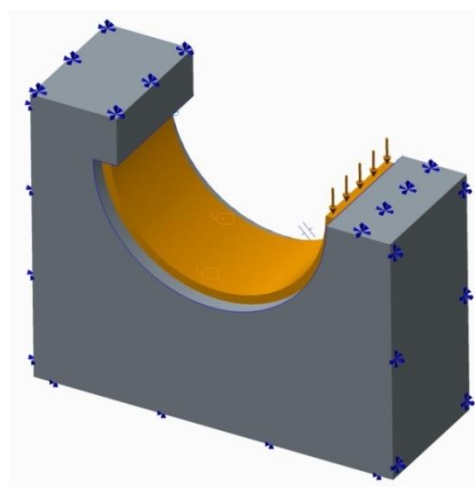
## 7.2.2 Výpočet kontaktního tlaku pod pávní

Volný průměr a obvodová délka kluzného ložiska je vždy větší, než průměr a obvodová délka oka hlavy ojnice. Po sestavení ojnice, dotažení šroubů a následné vhodné elastické deformaci pánve, je vyvoláno předpětí, které zajišťuje správné usazení ložiska, dobrý kontakt ložiska s ojnici a primárně zamezuje vypadnutí, zkroucení, případně i pootočení ložiska vůči ojnici. Toto předpětí se přenáší do hlavy ojnice a při zjišťování namáhání ojnice je potřeba s ním počítat.

Pro získání velikosti kontaktního tlaku od deformace pánve, jsem zvolil model přípravku, viz obr. 12 a 13.



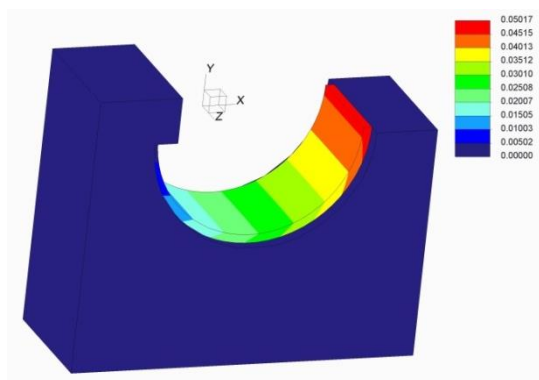
Obr. 13 Nárys a půdorys



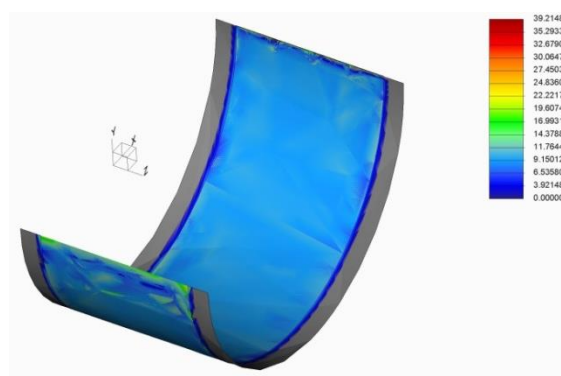
Obr. 12 Model přípravku

Po dohodě s JAWA Moto s.r.o. je zvolen, na obr. 12. červeně vyznačen, přesah pánve 0,05 mm. Po dotažení šroubů ojnice se tento přesah elastickou deformací pánve rovná 0. Pro vyvolání potřebné deformace je pánev zatížena silou  $F = 5000\text{N}$ , viz obr. 13.

Na obr. 14 je výsledná deformace 0,05 mm a na obr. 15 tlak ve styku mezi pávní a přípravkem. Průměrný kontaktní tlak mezi pávní a přípravkem je  $p=9,2\text{ MPa}$ .



Obr. 14 Posunutí

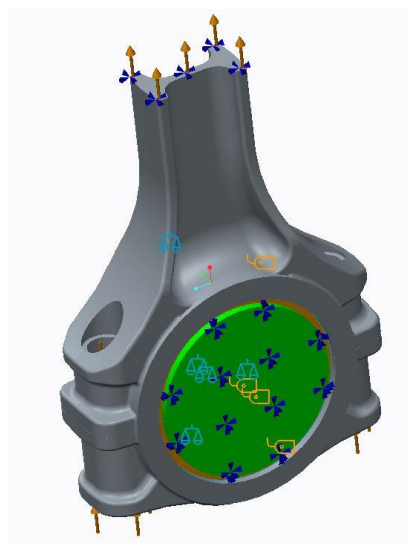


Obr. 15 Kontaktní tlak



### 7.2.3 Numerický model hlavy ojnice

Při simulaci sevření a namáhání jsou uvažovány rozměry pro nejhorší případ, tj. nejmenší možnou vůli.



Vzhledem k menší náročnosti výpočtu, je klikový čep uvažován jako velmi tuhý, setrvačné účinky posuvné a rotační jsou připojeny jako silové působení na dřík ojnice.

Mezi klikovým čepem a pánví jsou nadefinovány kontaktní plochy s vůlí, s jemnější sítí konečných prvků. Kontaktní plocha mezi pánví a ojnici je vzhledem k působícímu tlaku 9,2 MPa od deformace pánve uvažována pevná. Stejná vazba je i mezi vrchním a spodním dílem ojnice.

Obr. 16 Model hlavy ojnice

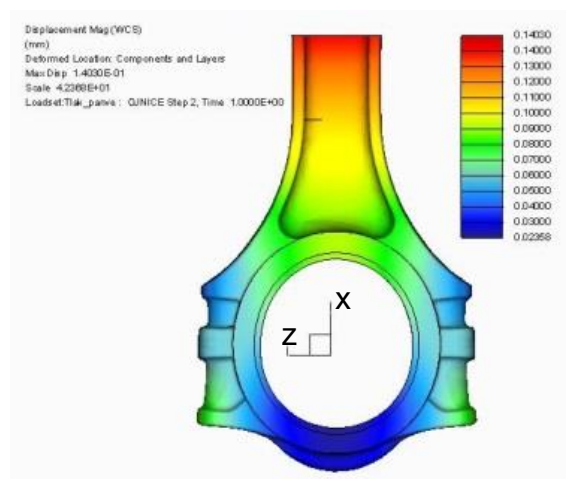
#### Zatížení:

a) Setrv. účinky posuvných + rotačních hmot	41 370	N
b) Tlak spalin	-6 370	N
Kontaktní tlak pánve	9,2	MPa
Svěrná síla ojnicích šroubů	37 700	N

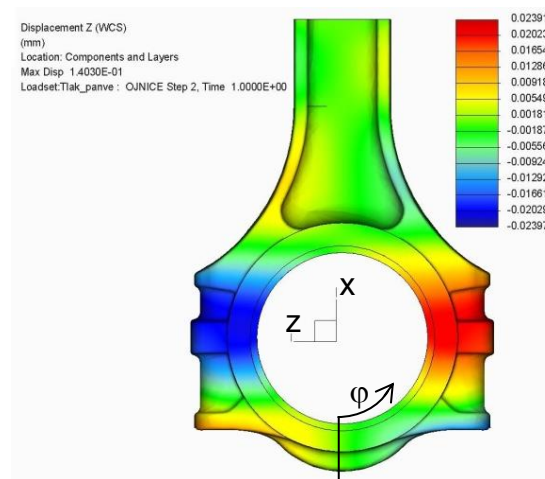
Tab. 3 Zatížení hlavy ojnice

### 7.2.4 Výsledky

#### a) Výsledky – výměna obsahu válce

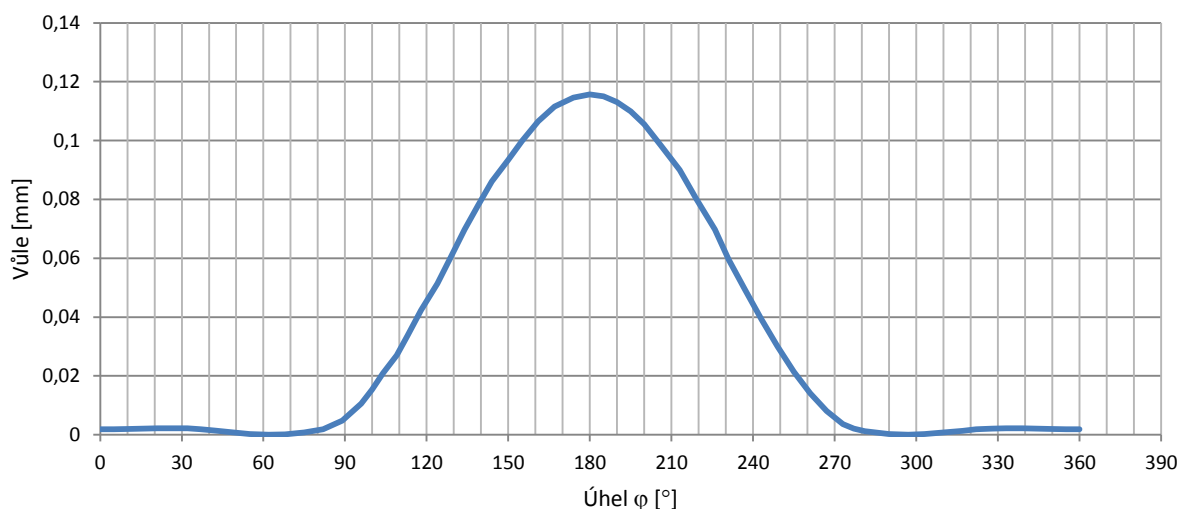


Obr. 17 Posunutí celkové



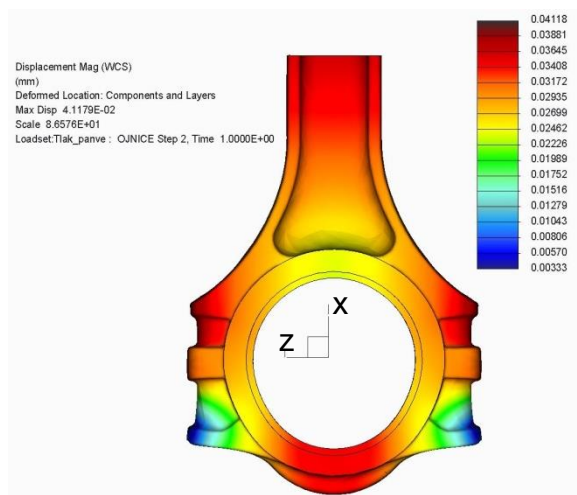
Obr. 18 Posunutí v ose Z

Na následujícím grafu 2, je zobrazena vůle mezi klikovým čepem a pánví. Počáteční bod a směr pro úhel je vyznačen na obr. 18. Při kontrole na nebezpečí sevření klikového čepu, jsou důležité údaje především na úhlech  $90^\circ$  a  $270^\circ$ . V tomto případě k sevření nedojde.

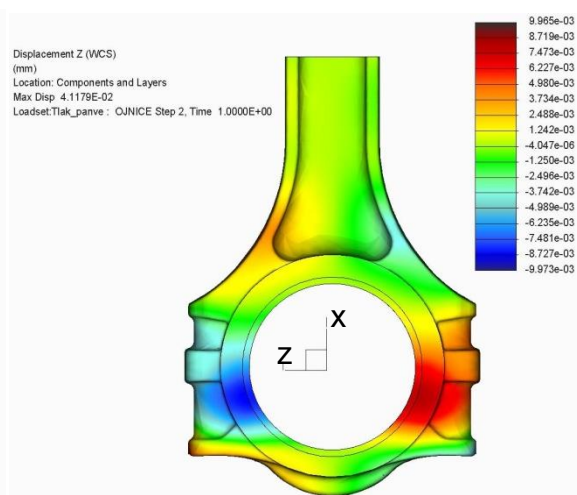


Graf 2 Velikost vůle mezi klikovým čepem a pánví při výměně obsahu válce

#### b) Výsledky – maximální spalovací tlak



Obr. 19 Posunutí celkové

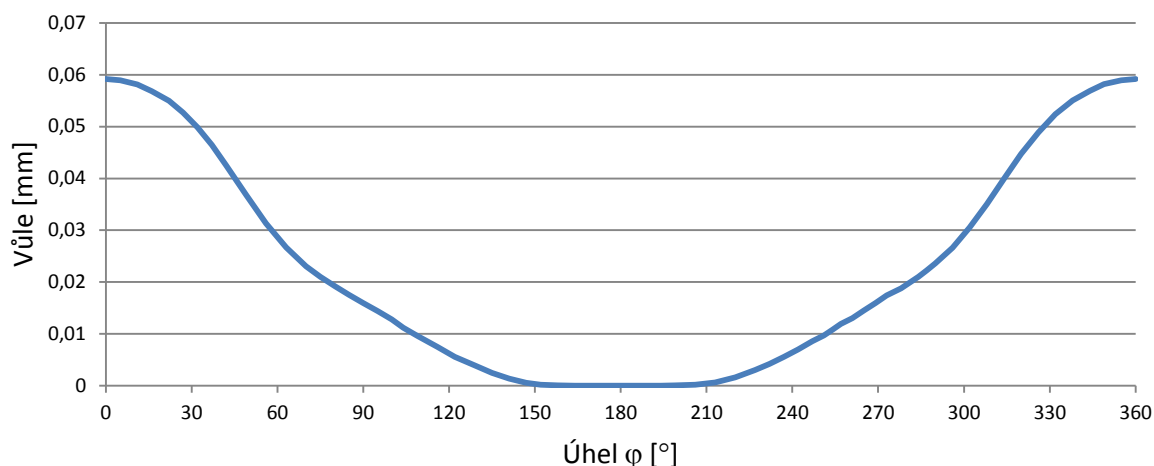


Obr. 20 Posunutí v ose Z

Na grafu 3, je zobrazena vůle mezi klikovým čepem a pánví. Počáteční bod a směr pro úhel natočení je totožný s obr. 18. Při kontrole nebezpečí sevření



klikového čepu, je opět důležitá vůle na úhlech  $90^\circ$  a  $270^\circ$ . Ani v tomto případě k sevření nedojde.



Graf 3 Velikost vůle mezi klikovým čepem a pánví při maximálním spalovacím tlaku

### 7.3 Dřík ojnice

Dřík ojnice spojuje horní oko pro pístní čep a hlavu ojnice. Má symetrický tvar k podélné ose ojnice, v profilu má tvar I, se zvýšenou tuhostí v rovině kyvu. Přenáší síly tlakové a tahové od spalovacího tlaku a setrvačných sil od posuvných hmot. Dále je zatížen ohybovým momentem od setrvačných sil, vznikajících při kyvu ojnice. Toto ohybové napětí je největší, při nejvyšším zrychlení ojnice, a jelikož v úvratích je zrychlení ojnice blíží se nule, nebudeme se nadále tímto namáháním zabývat.

Vzhledem k rozdílným velikostem tlakových a tahových sil se jedná o zatížení střídavě nesouměrné (obr. 21).

#### Zatížení a průřez dříku ojnice:

Setrv. účinky posuvných hmot	$F_m$	41 370	N
Síla od maximálního spalovacího tlaku $F_p$		22 337	N
Průřez dříku	$S$	164,4	mm <sup>2</sup>

Tab. 4

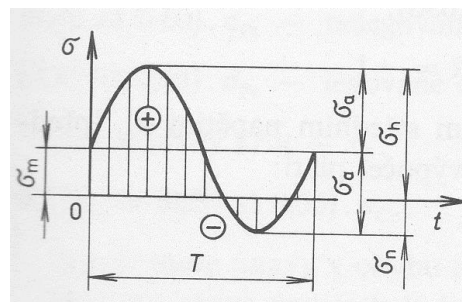
Z těchto hodnot, jsou vypočítány dle následujících vzorců jednotlivé velikosti napětí (tabulka 5).

$$\text{Tahové, tlakové napětí} \quad \sigma_{tah(tlak)} = \frac{F_{m(p)}}{S} \quad (24)$$

$$\text{Pulzující složka napětí} \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{tah} - \sigma_{tlak}}{2} \quad (25)$$

$$\text{Střední hodnota napětí} \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{tah} + \sigma_{tlak}}{2} \quad (26)$$

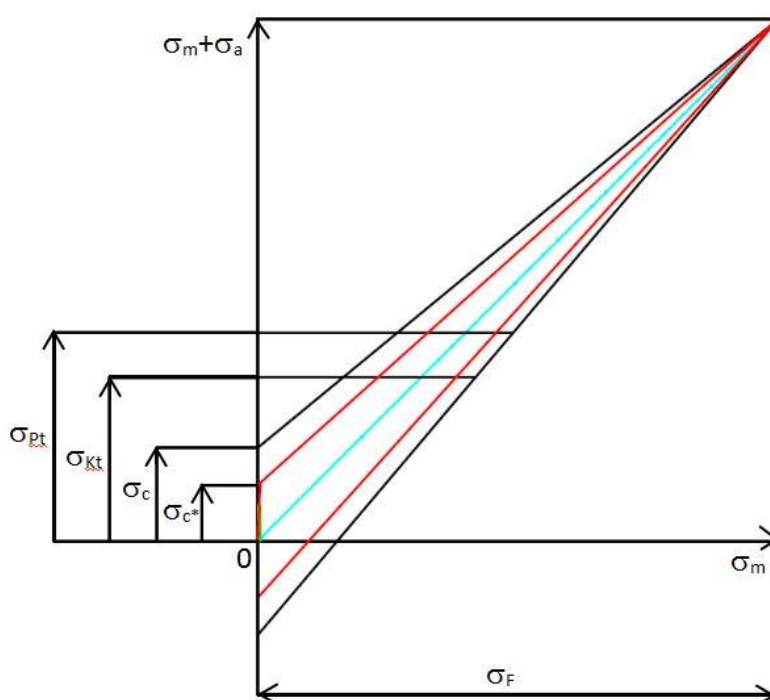
Napětí	Velikost	Jednotky
Tahové $\sigma_{tah}$	155	MPa
Tlakové $\sigma_{tlak}$	-136	MPa
Amplituda $\sigma_a$	145,5	MPa
Střední $\sigma_m$	9,5	MPa



Tab. 5

Obr. 21 Nesouměrné střídavé napětí

Pro posouzení bezpečnosti je sestrojen Smithův diagram. Vzhledem k velkým přechodovým rádiům, nevznikají velké koncentrace napětí a jedná se o malou součást, kde hodnota součinitele velikosti součásti  $\varepsilon \approx 1$ , je pro určení meze únavy uvažována jakost povrchu. Je nutno zohlednit také technologii výroby, kdy při zápusťkovém kování s tepelným zpracováním se náchylnost na vznik trhlinek snižuje.



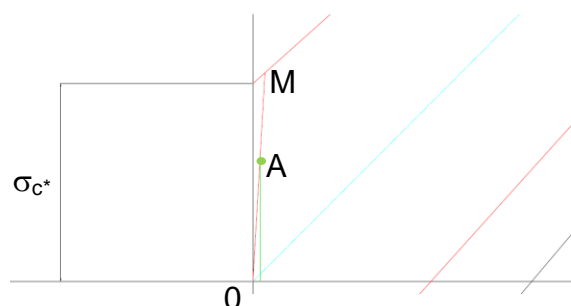
Obr. 22 Smithův diagram dřívku ojnice

$$\text{Mez únavy} \quad \sigma_c = 0,45 \cdot \sigma_{Pt}^{[3]} \quad (27)$$

$$\text{Fiktivní napětí} \quad \sigma_F = 2,5 \cdot \sigma_{Pt}^{[3]} \quad (28)$$

$$\text{Snížená mez únavy} \quad \sigma_{c^*} = \eta_p \cdot \sigma_c, \text{ kde } \eta_p = 0,6 \text{ (povrch s okujemi)}^{[3]} \quad (29)$$

$$\text{Bezpečnost} \quad k = \frac{0M}{0A} \quad (30)$$



Obr. 23 Detail Smithova diagramu

$\sigma_F$	2330	MPa
$\sigma_c$	419	MPa
$\sigma_{c^*}$	251	MPa
k	1,6	---

Tab. 6 Výsledky

## 7.4 Oko ojnice

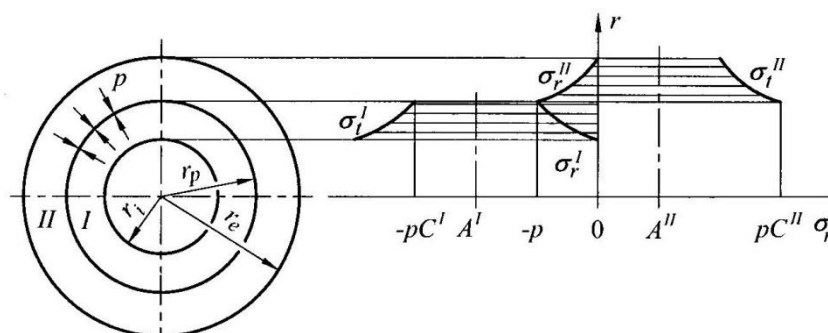
Oko ojnice přenáší, síly vyvolané tlakem plynů na píst, případně setrvačné síly posuvných částí, do dřívku ojnice. V oku ojnice je nalisované tenkostěnné ocelové pouzdro s výstelkou. V horní části oka jsou vyvrtány dva otvory pro přívod mazacího oleje. Dále na oko ojnice působí síly vyvolané průhybem a ovalizací pístního čepu, při maximálním spalovacím tlaku a setrvačných silách při výměně obsahu válce. Toto namáhání je velmi závislé na zvolených tolerancích jednotlivých komponent této skupiny. Dále v oku působí stálé zatížení (předpětí) od nalisovaného pouzdra.

Při výpočtu namáhání oka ojnice je nutno uvažovat vzájemnou interakci mezi pístem, pístním čepem, pouzdrem a samotným okem ojnice, proto jsou před vlastním výpočtem oka ojnice, provedeny dva podpůrné výpočty. První slouží pro určení kontaktních tlaků lisovaného spoje pouzdro – oko ojnice. Druhý slouží pro určení vzájemných vůlí komponent, při provozní teplotě motoru.

### 7.4.1 Výpočet kontaktního tlaku lisovaného spoje

$$\text{Radiální napětí} \quad \sigma_r(r) = A - \frac{B}{r^2} \quad (31)$$

$$\text{Tečné napětí} \quad \sigma_t(r) = A + \frac{B}{r^2} \quad (32)$$



Obr. 24 Lisovaný spoj

Okrajové podmínky	$\sigma_r^I(r_p) = -p$	$\sigma_r^{II}(r_p) = -p$
	$\sigma_r^I(r_e) = 0$	$\sigma_r^{II}(r_e) = 0$
Integrační konstanty	$A^I = -p \cdot \frac{r_i^2}{r_i^2 - r_p^2}$	$A^{II} = p \cdot \frac{r_p^2}{r_e^2 - r_p^2}$
	$B^I = -p \cdot \frac{r_i^2 \cdot r_p^2}{r_i^2 - r_p^2}$	$B^{II} = p \cdot \frac{r_e^2 \cdot r_p^2}{r_e^2 - r_p^2}$
Po dosazení (33) a (34)	$\sigma_r^I(r_p) = -p$	$\sigma_r^{II}(r_p) = -p$
do (31), (32)	$\sigma_t^I(r_p) = -p \cdot \frac{r_i^2 + r_p^2}{r_i^2 - r_p^2} = -p \cdot C^I$	$\sigma_t^{II}(r_p) = p \cdot \frac{r_e^2 + r_p^2}{r_e^2 - r_p^2} = p \cdot C^{II}$
Kontaktní tlak ve spoji	$p = \frac{\Delta d}{d_j} \cdot \frac{E}{C^I + C^{II}}$	

(35)

Varianta	Velikost přesahu [mm]	Kontaktní tlak [MPa]
maximální přesah	0,069	51,5
minimální přesah	0,035	26,1

Tab. 7 Tlak v lisovaném spoji

#### 7.4.2 Velikost vůlí při provozní teplotě

Vlivem rozdílné tepelné roztažnosti a teploty jednotlivých komponent se při zahřátí na provozní teplotu motoru, vytvoří vůle mezi komponenty rozdílná od vůle při sestavení (uvažováno při 20°C). U pístu je, vzhledem k použitému materiálu a vyššímu teplotnímu namáhání, předpokládána větší teplotní dilatace, než u zbylých komponent. Vzhledem k chlazení nástríkem oleje, uvažuji u komponent pístní čep, pouzdro, ojnice shodné materiálové vlastnosti a teplotu. Teplotní roztažnost uvažuji pro tyto komponenty shodnou a výpočet se zaměřuje pouze na velikost vůle mezi

pístem a pístním čepem. Tato vůle může ovlivnit namáhání oka ojnice, vzhledem k deformaci pístního čepu.

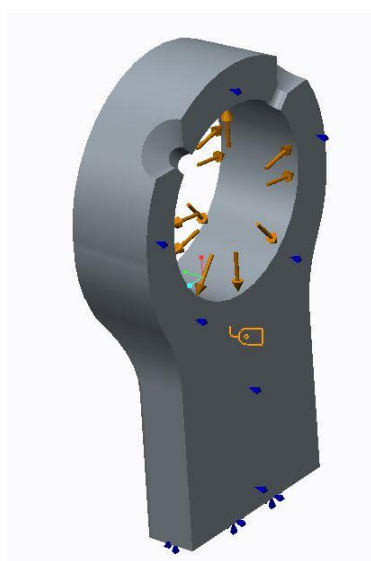
#### Předpokládaná teplota komponent:

píst (oblast oka pístního čepu) 150 °C

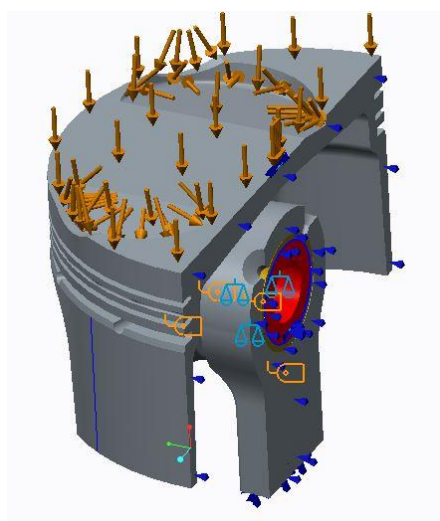
pístní čep 135 °C

Velikost vzájemné vůle vlivem teploty: 17,4  $\mu\text{m}$  (viz příloha x)

### 7.4.3 Tvorba modelu oka ojnice



Obr. 25 Oko ojnice v lisovaném spoji (obr. 25). Při výpočtu posunutí není uvažován tlak od nalisovaného pouzdra. Tento tlak by způsobil deformace a změnu geometrie otvoru pouzdra.



Obr. 26 Sestava

Při simulaci zatížení oka ojnice jsou uvažovány především rozměry pro nejhorší případy, tj. maximální přesah vlisovaného pouzdra a minimální vůle mezi jednotlivými díly. Posuzují se deformace a napětí oka ojnice v režimu maximálního spalovacího tlaku a při výměně obsahu válce. U režimu maximálního spalovacího tlaku je zkoumána možnost sevření pístního čepu. Vzhledem ke kalibraci otvoru pouzdra až po nalisování, je výpočet metodou konečných prvků rozdělen do dvou výpočtů. První, pro zjištění namáhání oka ojnice v režimu maximálního spalovacího tlaku a výměny obsahu válce, počítá se zatížením od tlaku

V obou případech jsou doplněny okrajové podmínky symetrie, a dřík ojnice je pevně vetknut. Dále je zamezeno otáčení pístního čepu a klopení pístu. Mezi okem ojnice a pouzdrem je, vzhledem ke spoji s velkým předpětím, nadefinována pevná vazba (bonded). Mezi pístem a pístním čepem je nadefinována kontaktní plocha s vůlí 17,4  $\mu\text{m}$ . Mezi pouzdrem a pístním čepem je kontaktní plocha s vůlí 0  $\mu\text{m}$ . Pro smysl napětí a posuvů je souřadnice X shodná s osou pístu, Y je normálná na plochu řezu, Z je rovnoběžná s rovinou řezu.

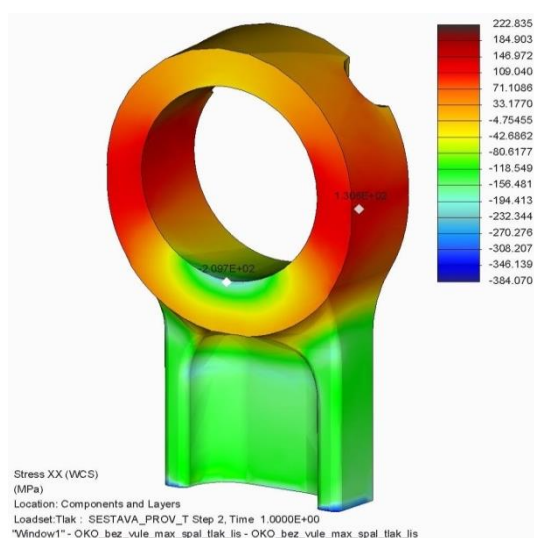
**Zatížení:**

Maximální spalovací tlak	6,6	MPa
Maximální zrychlení posuvných hmot (zrychlení působí ve směru osy X)	39 380	m/s <sup>2</sup>
Kontaktní tlak pánve	51,5	MPa

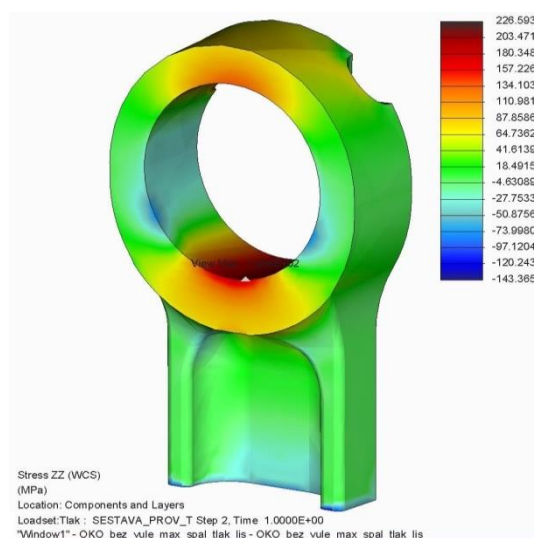
Tab. 8 Zatížení oka ojnice

**7.4.4 Výsledky**

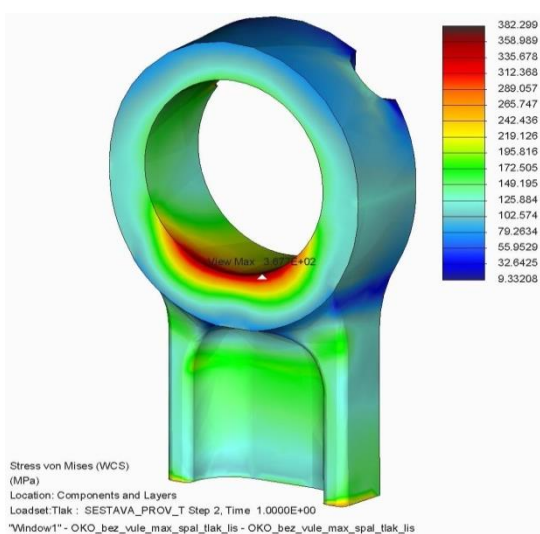
## a) Výsledky – maximální spalovací tlak



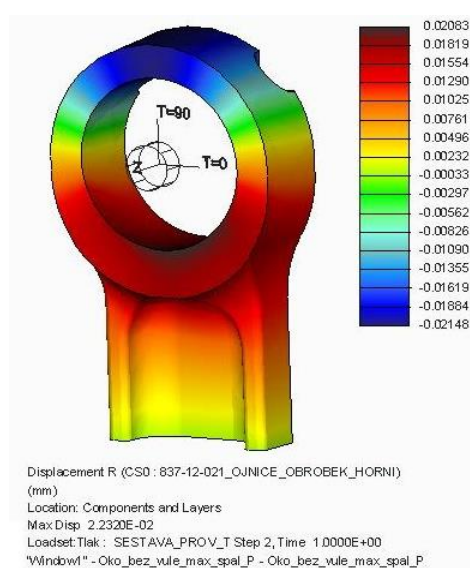
Obr. 27 Napětí v ose X



Obr. 28 Napětí v ose Z

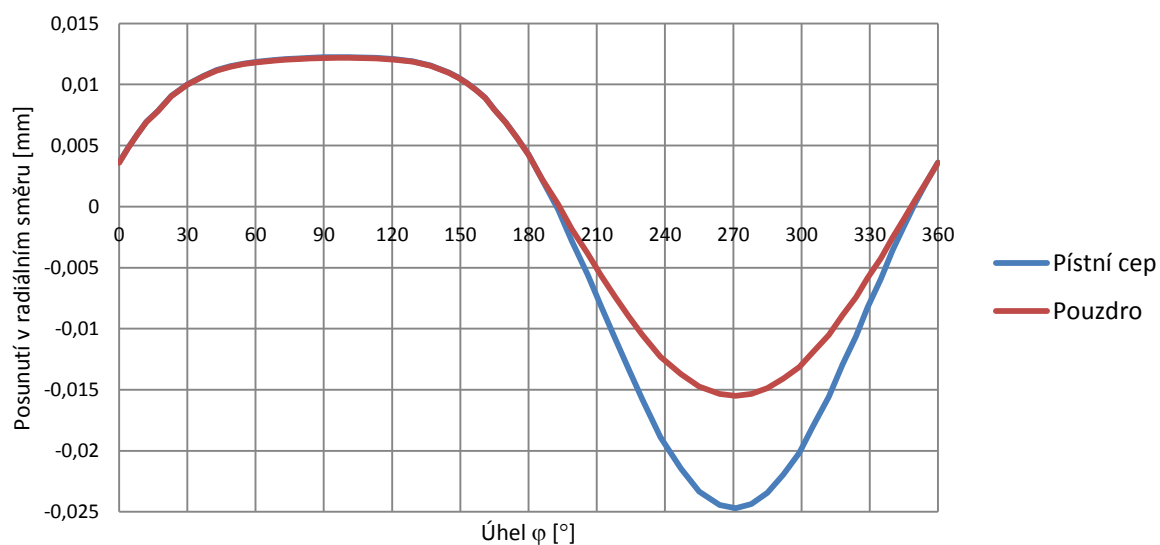


Obr. 29 Napětí HMH

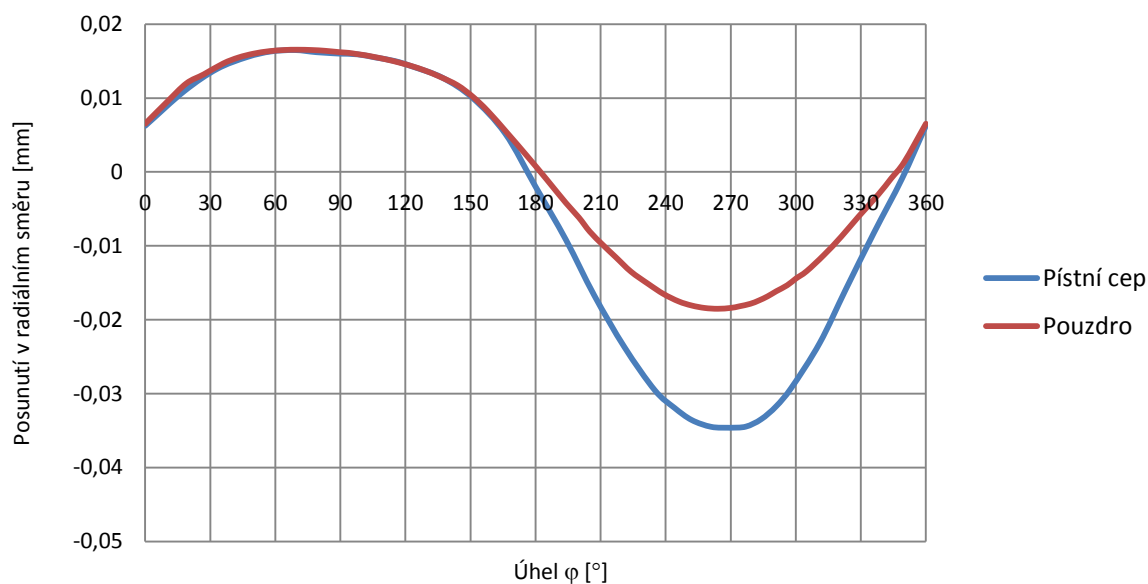


Obr. 30 Radiální posunutí

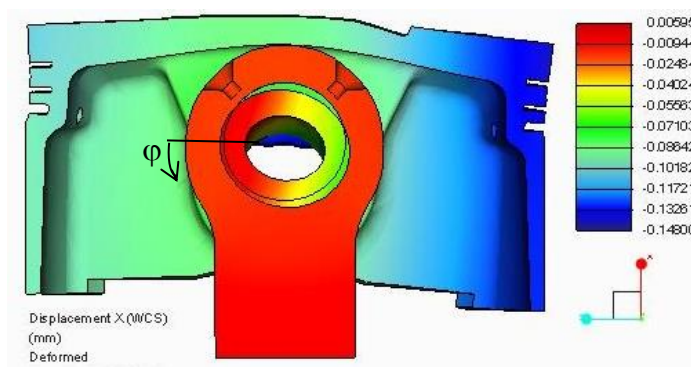
## Dolehnutí pístního čepu na pouzdro



Graf 4 Vymezení vůle při minimální montážní vůli



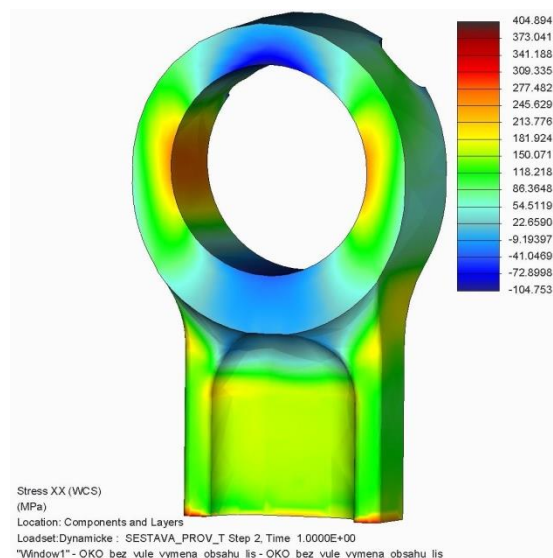
Graf 5 Vymezení vůle při maximální montážní vůli



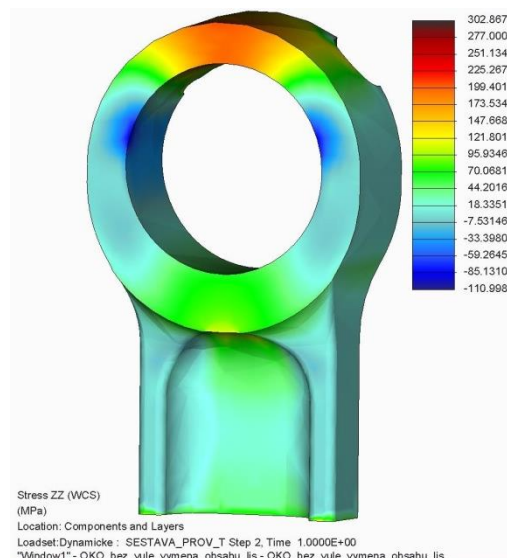
Obr. 31 Posunutí v ose X



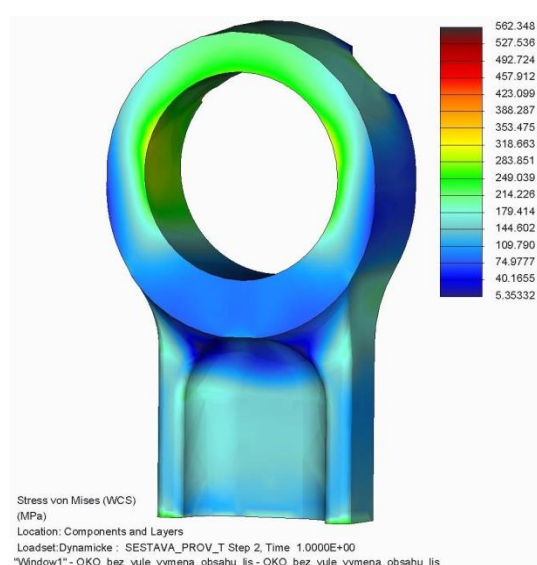
## b) Výsledky – výměna obsahu válce



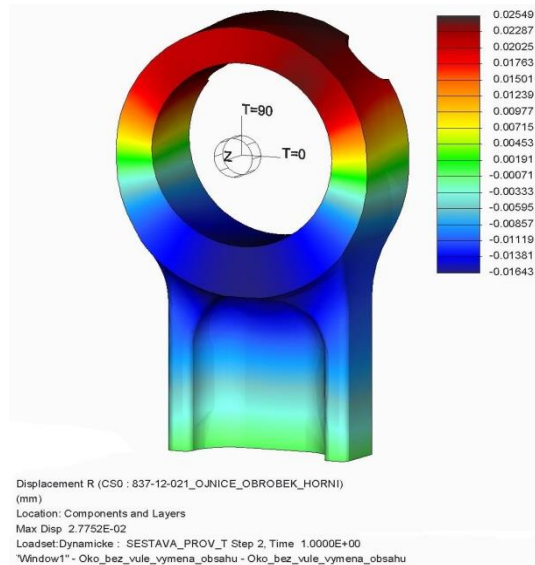
Obr. 32 Napětí v ose X



Obr. 33 Napětí v ose Z



Obr. 34 Napětí HMM



Obr. 35 Radiální posunutí

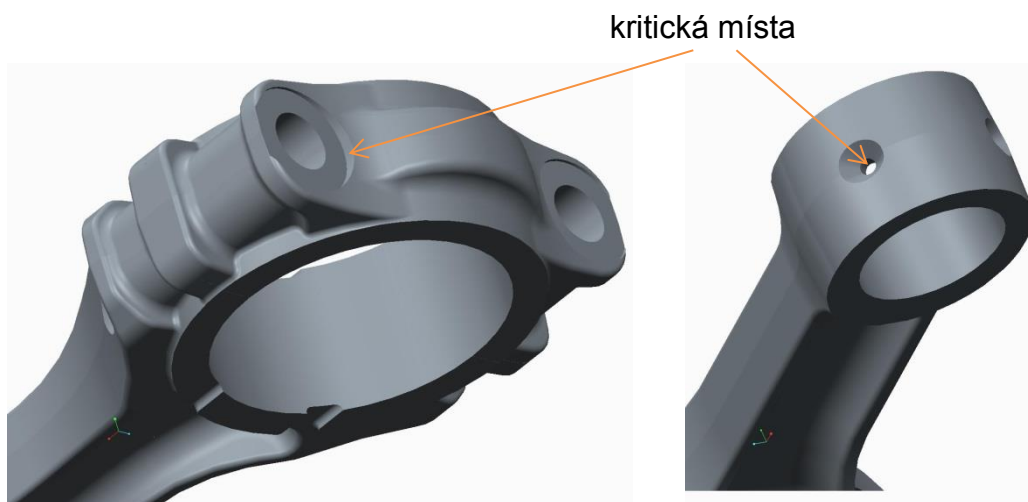
## 7.5 Kritická místa ojnice z hlediska únavové pevnosti

Vzhledem k nesouměrnému střídavému zatížení ojnice od spalovacího tlaku a setrvačným silám, je třeba ojnici kontrolovat z hlediska únavové pevnosti. Na ojnici jsou nejčastěji pro kontrolu zmiňovány především přechody dříku do hlavy a horního oka ojnice. V případě motoru ojnice JAWA 837 jsou přechody velmi plynulé



s dostatečným profilem v průřezu, případné výběhy mají velké rádiusy. Proto v těchto místech se nepředpokládá možnost iniciace trhlinek a únavový lom.

Kritická místa na hlavě ojnice jsou především v ostré hraně dosedací plochy pro hlavu ojničního šroubu a dále jsou to otvory v horním oku ojnice, pro přívod mazacího oleje.

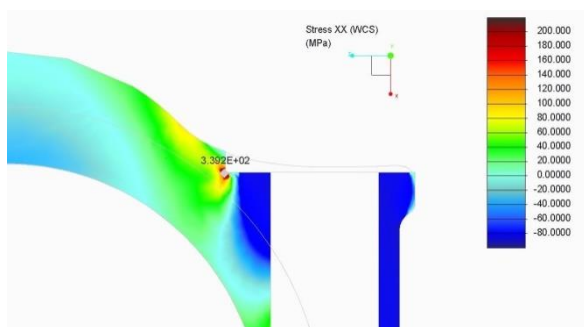


Obr. 36 Hlava ojnice

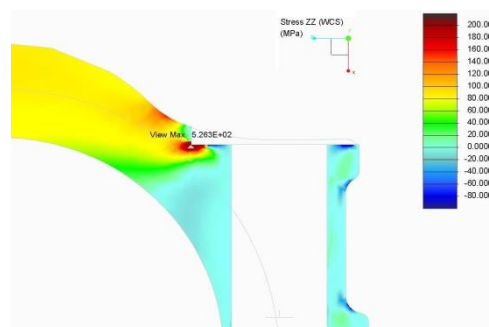
Obr. 37 Oko ojnice

### 7.5.1 Stávající řešení

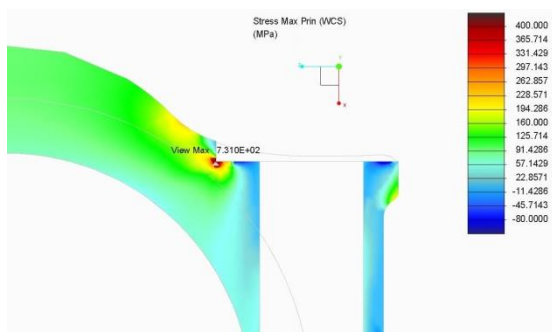
#### a) výměna obsahu válce



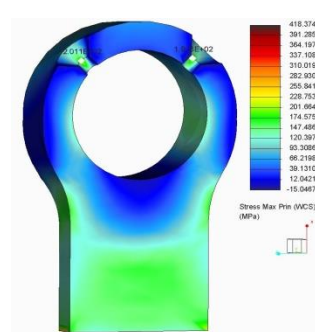
Obr. 38 Napětí v ose X



Obr. 39 Napětí v ose Z

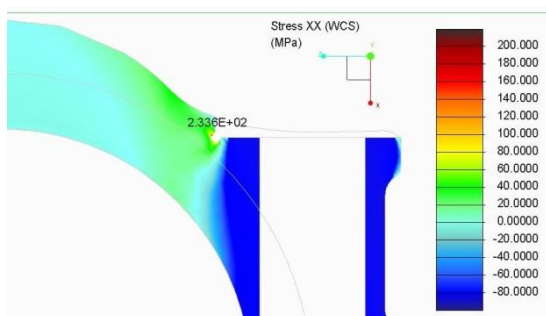


Obr. 40 Maximální tahové napětí

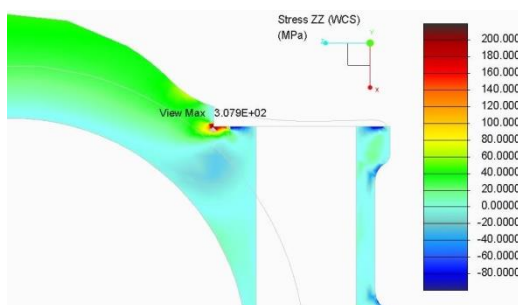


Obr. 41 Maximální tahové napětí

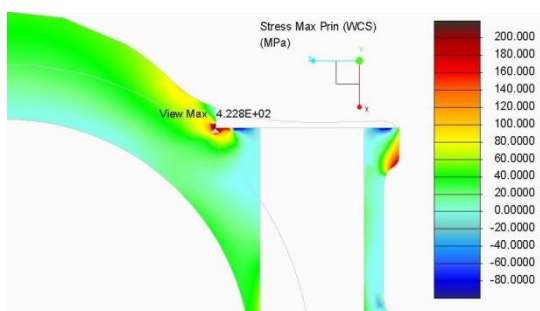
## b) maximální spalovací tlak



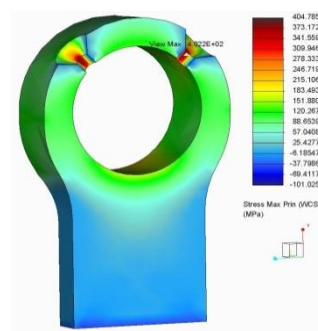
Obr. 42 Napětí v ose X



Obr. 43 Napětí v ose Z



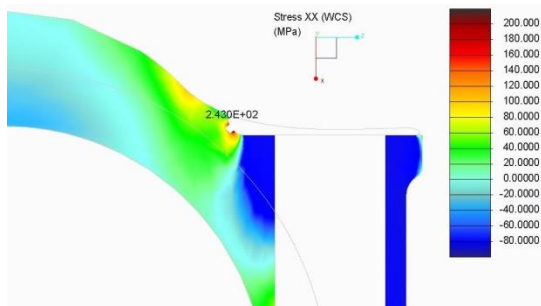
Obr. 44 Maximální tahové napětí



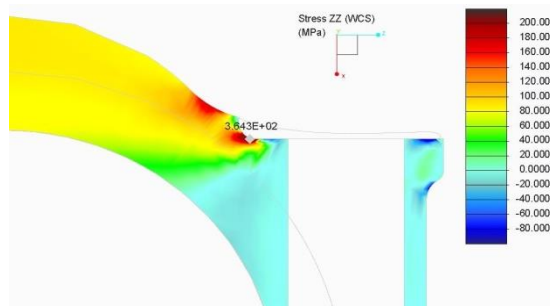
Obr. 45 Maximální tahové napětí

## 7.5.2 Navrhované řešení – Radius R 1,5 mm

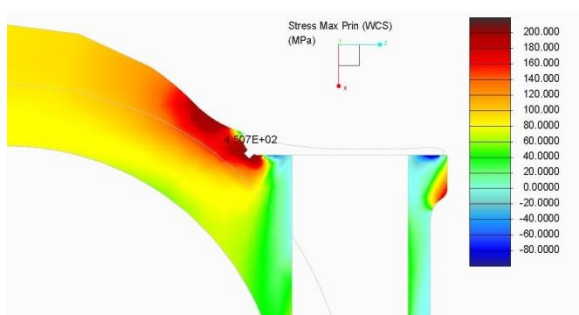
## a) výměna obsahu válce



Obr. 46

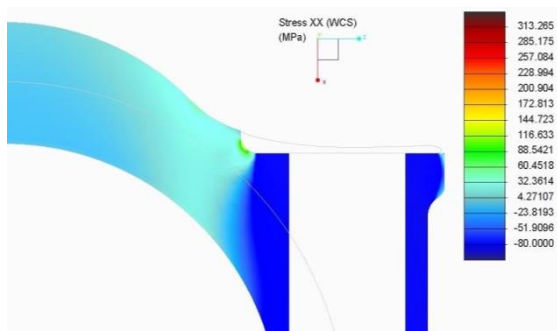


Obr. 47

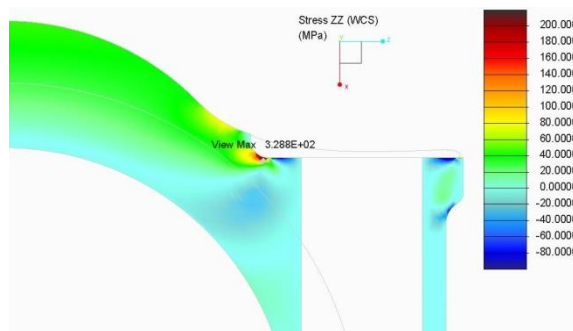


Obr. 48 Maximální tahové napětí

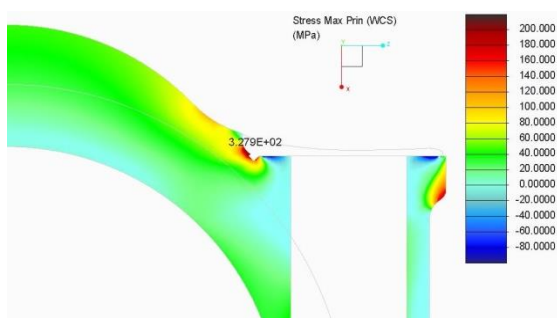
## b) maximální spalovací tlak



Obr. 49 Napětí v ose X



Obr. 50 Napětí v ose Z



Obr. 51 Maximální tahové napětí

### 7.5.3 Stanovení únavové pevnosti pro kritická místa ojnice

Pro analytický výpočet by bylo nutné znát vrubový součinitel. Vzhledem k složitosti součásti, nejsou grafy a tabulky pro tento typ vrubu běžně dostupné. Je třeba se orientovat dle orientačních hodnot napětí z metody konečných prvků, avšak pro vruby ne zcela přesných. Velikostní součinitel  $\varepsilon \approx 1$ . Pro sníženou mez únavy je uvažován pouze součinitel jakosti povrchu  $\eta_p = 0,9$ .

Snížená mez únavy po dosazení do (29)  $\sigma_c^* \approx 400 \text{ MPa}$

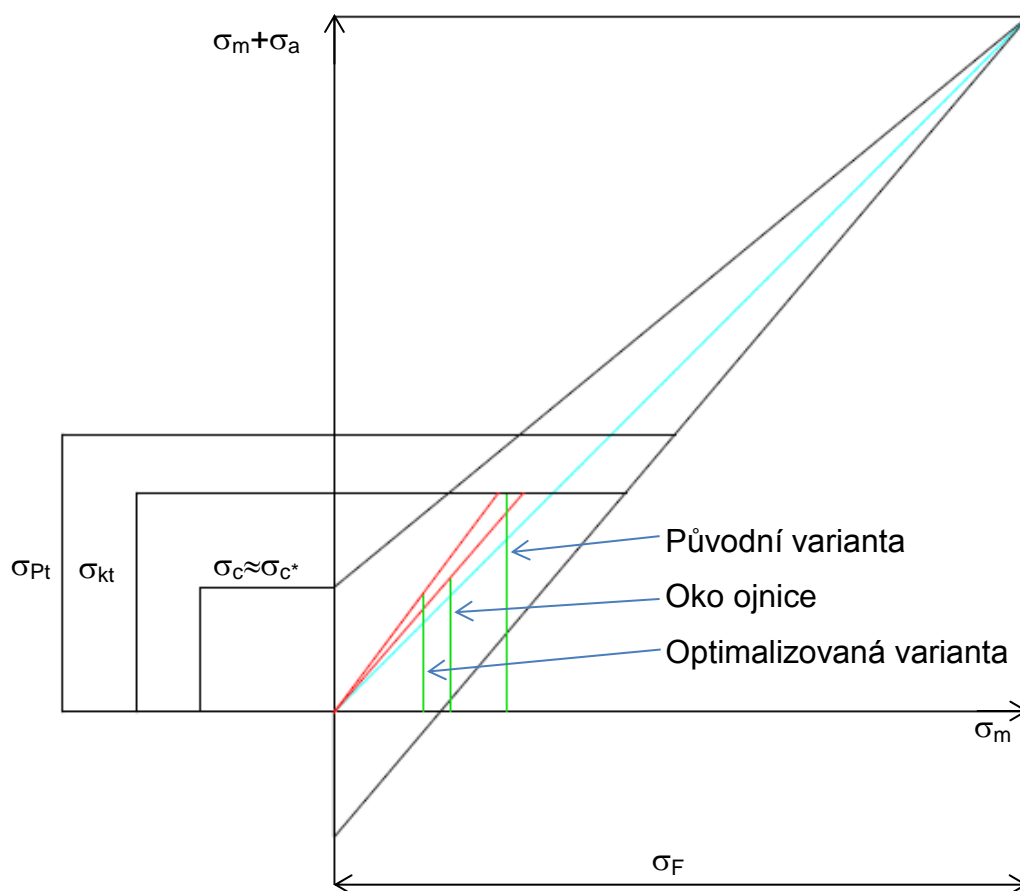
Dále je třeba přihlédnout k technologii výroby (zápustkové kování) a následnému tepelnému zpracování (povrchové kalení). Proto můžeme hodnotu  $\sigma_c^* \approx 400 \text{ MPa}$  uvažovat jako minimální.

Vzhledem ke kombinaci namáhání od ohybu, tlaku pánve, případně šroubů se jedná o víceosou napjatost a nejsou vyhodnocována napětí v jednotlivých osách. Vyhodnocené a posuzované napětí je maximální tahové v daných kritických místech.

Na obr. 52 je Smithuv diagram, ohledně hodnot shodný s obr. 22. Jsou v něm zaneseny napětí pro původní i optimalizovanou variantu a pro oko ojnice. Původní varianta oka ojnice má dostatečnou bezpečnost, je tedy ponechána.

	Původní varianta	Upravená varianta	Oko ojnice
$\sigma_m$ [MPa]	580	389	300
$\sigma_a$ [MPa]	150	61	100
k	1	1,6	1,8

Tab. 9 Hodnoty bezpečnosti a napětí



Obr. 52 Smithuv diagram

## 8. Pístní čep

Pístní čep spojuje píst s horním okem ojnice. Je uložen v jemně obrobených otvorech v nálitcích pístu, na osu pláště pístu přesně kolmých, a v ocelovém tenkostěnném pouzdře s výstelkou, které je nalisováno v horním oku ojnice. Vzhledem k plovoucímu uložení pístního čepu v pístu, je pístní čep axiálně zajištěn drátěnými pružnými kroužky.

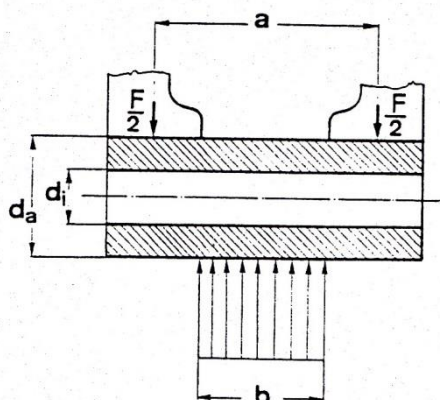
Pevnostní výpočet pístního čepu má obvykle jen druhořadý význam, neboť při správné volbě rozměru zpravidla vede k vysokým násobkům bezpečnosti. Rozhodující význam pro správnou funkci má výpočet deformací pístního čepu v závislosti na jeho uložení v pístu.

Slabě dimenzovaný pístní čep může způsobovat trhliny v horním místě nálitku pro pístní čep, které vedou k poškození pístu. Zejména v době po startu (píst je chladný) mohou špičkové tlaky, společně s malou vůlí pístního čepu v nálitku, způsobit jeho vysoké zatížení. Po zahřátí pístu se vůle zvětší a vliv ovalizace pístního čepu na napětí v nálitku se zmenší. Řešením je tuhý pístní čep uložený v poddajných nálitcích pístu. To lze splnit jen částečně s ohledem na požadavek nízkých posuvných hmot.<sup>[4]</sup>

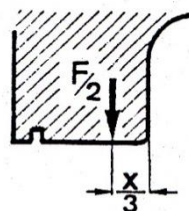
Špatná volba rozměrů (velká ovalizace) a tolerance pístního čepu, může způsobit nevhodné deformace pláště pístu.

Pro srovnání vypočítaných výsledků metodou konečných prvků je zvolena metoda doporučovaná firmou Kolbenschmidt.

### 8.1 Průhyb pístního čepu



Obr. 53 Schéma



Obr. 54 Tuhý náletek

$$\text{Průhyb pístního čepu} \quad y = \gamma \cdot \frac{F \cdot a^3}{48 \cdot E \cdot J_b} \quad (36)$$

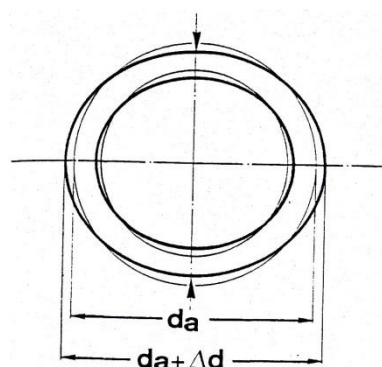
$$\text{kde} \quad J_b = \frac{\pi}{64} (d_a^4 - d_i^4) \quad (37)$$

$$\text{Faktor rozdělení zatížení} \quad \gamma = 1 - \frac{b}{2a} \quad (38)$$

$$\text{Vzdálenost mezi silami} \quad a = a_1 + \frac{2}{3}x \quad (39)$$

kde  $a_1$  je vzdálenost na pístu mezi nálitky pro pístní čep

## 8.2 Ovalizace pístního čepu



$\Delta d$  značí zvětšení průměru v kolmém směru na zatížení

$$\text{ovalizace} \quad \Delta d = \frac{1}{12} \cdot \frac{F \cdot r_m^3}{E \cdot J_0} \quad (40)$$

$$\text{kde střední poloměr čepu} \quad r_m = \frac{d_a + d_i}{4} \quad (41)$$

a ovalizační moment setrvačnosti

$$J_0 = \frac{l}{96} \cdot (d_a - d_i)^3 \quad (42)$$

Obr. 55 Ovalizace pístního čepu

## 8.3 Tvorba modelu pístního čepu

Model vychází ze sestavy pro model oka ojnice. Posuzuje se deformace pístního čepu při maximálním spalovacím tlaku a při výměně obsahu válce ohřátého motoru na provozní teplotu s vůlí 17,4  $\mu\text{m}$  mezi pístním čepem a pístem. Mezi pístním čepem a pouzdem ojnice je uvažována vůle 0  $\mu\text{m}$ . Pro porovnání s metodou Kolbenschmidt je zadáno pouze zatížení tlakem 6,6 MPa.

Materiálové vlastnosti a rozměry jsou zadány dle přílohy 1 a 2.



## 8.4 Výsledky a porovnání vypočtených hodnot

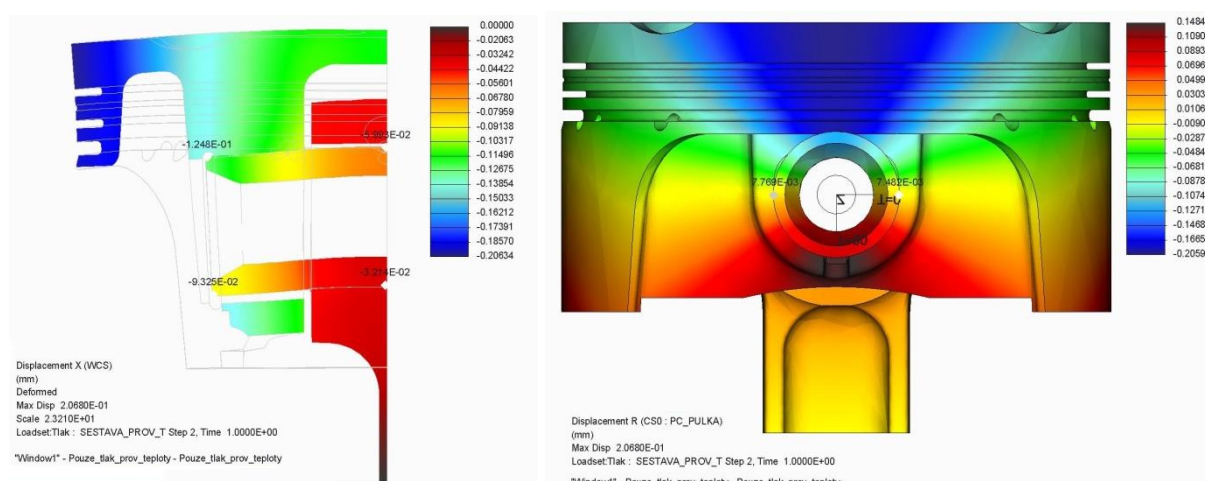
V následující tabulce vidíme vypočtené hodnoty metodou konečných prvků a Kolbenschmidt.

	Metoda Kolbenschmidt při max. spalovacím tlaku	Metoda konečných prvků při max. spalovacím tlaku	Metoda konečných prvků při max. spalovacím tlaku + setrvačné síly	Metoda konečných prvků při výměně obsahu válce
ovalizace $\Delta d$ [mm]	0,033	0,015	0,01	0,008
průhyb $y$ [mm]	0,014	0,062	0,041	0,027

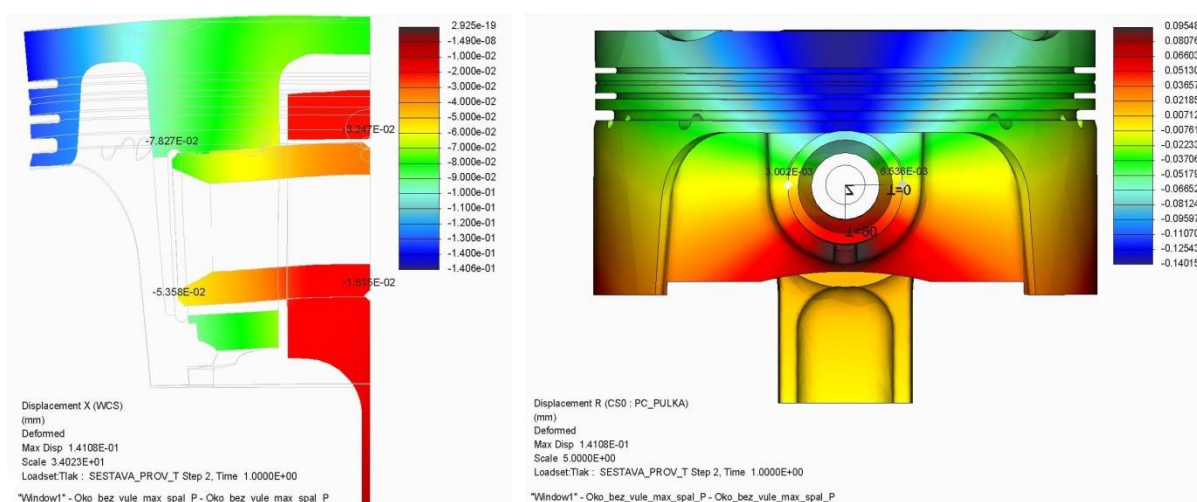
Tab. 10 Porovnání hodnot průhybu a ovalizace

Průhyb pístního čepu je z metody konečných prvků dopočítán ze zjištěných hodnot posunutí krajních bodů ve směru osy X, kde výsledný průhyb je brán jako průměr mezi průhybem horní a spodní části pístního čepu v řezu. V průhybu horní (spodní, při výměně obsahu válce) části pístního čepu se již značně projevuje ovalizace pístního čepu.

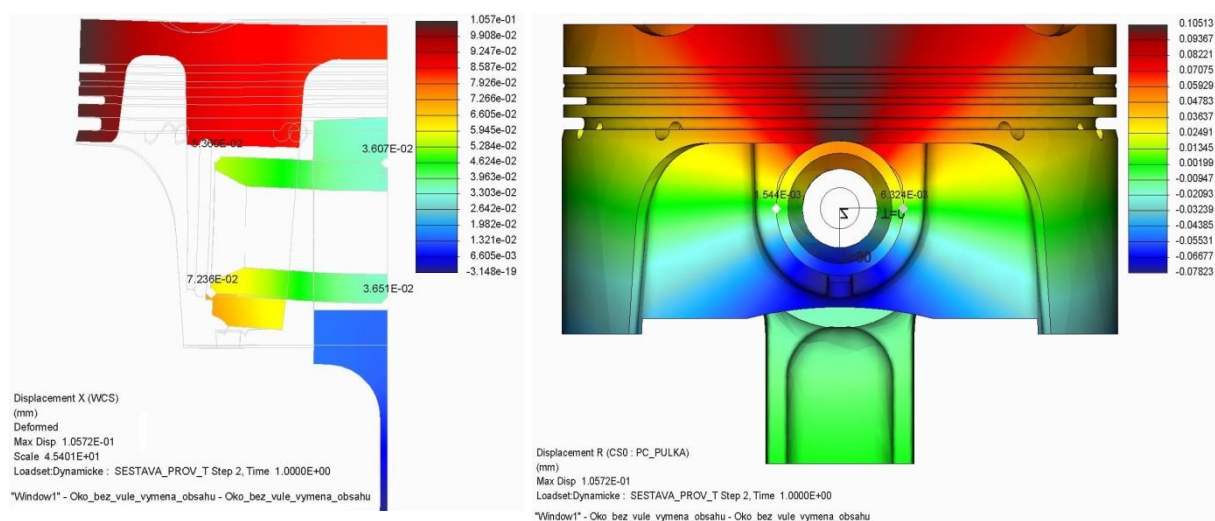
Hodnoty dle metody Kolbenschmidt se od hodnot zjištěných metodou konečných prvků značně liší. To může být způsobeno uvažováním oka ojnice s reálnou tuhostí, vznikem vůlí mezi okem ojnice (pouzrem) a pístním čepem, vůlí mezi pístem a pístním čepem.



Obr. 56 Průhyb a ovalizace pístního čepu – zatížení max. spalovacím tlakem



Obr. 57 Průhyb a ovalizace pístního čepu – zatížení max. spalovacím tlakem a setrvačnými silami



Obr. 58 Průhyb a ovalizace pístního čepu – zatížení setrvačnými silami



## 9. Píst

Píst patří ke skupině nejvíce namáhaných součástí v pístovém spalovacím motoru, jsou na něj kladeny vysoké nároky nejen po stránce tepelného namáhání, ale i po stránce mechanických silových namáhání.

Postupem času se ukázalo, že trend vývoje pístu směřuje k dosažení co možná nejnížší hmotnosti (nesmí vyvozovat velké setrvačné síly) a vysoké tuhosti (pevnosti) pístu. Ideální by byl stav, kdyby píst měl pouze tvar kruhové desky, na které by byla přidělena pouze ojnice, která by převáděla sílu na klikový hřídel.

S postupem času ve vývoji pístových spalovacích motorů, se upustilo od celoplášťových pístů, kdy současný tvar z půdorysu pístu připomíná vzdáleně písmeno X, a tím došlo ke snížení boční opěrné plochy odvádějící teplo, která se dnes využívá především k vedení pístu ve válci a zachycení bočních sil.

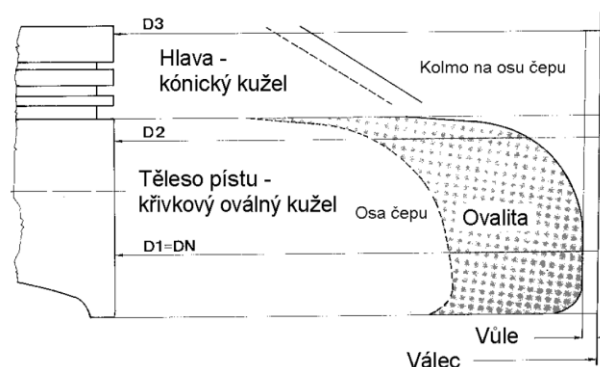
**Základní požadavky na konstrukci pístů jsou:**

- nízká hmotnost (použití slitin hliníku)
- zachycení sil, aby namáhání konstrukce bylo co nejmenší
- minimalizace vlivu deformace pístního čepu na plášť pístu
- dobrý odvod tepla z pístu

### 9.1 Tvar pláště pístu

Písty, jak již bylo řečeno, jsou vyráběny z hliníkové slitiny a ta má daleko větší teplotní roztažnost, než válec samotný. Tím dochází při zahřátí motoru k rychlejší změně tvaru pístu než válce. Tento stav je kompenzován volbou správné montážní vůle mezi pístem a válcem. Tato vůle je v důsledku rychlejšího a většího zahřívání dna pístu volena u dna větší nežli ve střední části pístu nebo na konci tělesa pístu.

První zvolený tvar se musí dále ještě optimalizovat při prvních záběhových zkouškách. Snahou konstrukčních úprav je, aby vůle pístu a válce byla co možná nejmenší, plocha styku (třecí plocha) mezi pístem a válcem se maximalizovala. Tímto však dochází k nárůstu odebíraného výkonu pro pohyb pístu (změna olejového filmu a



Obr. 59 Průměry pro vůle a naznačení ovality pístu

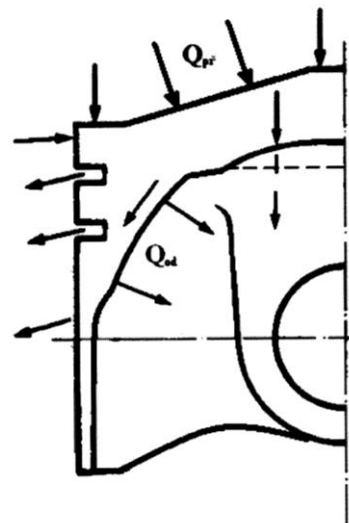
součinitele tření). Hlavní důraz je kladen na to, aby v žádném místě styku pístu a válce nevznikl místní tlak, který by porušil olejový film. Tím by mohlo dojít k zadírání pístu.<sup>[5]</sup>

## 9.2 Namáhání pístu

### 9.2.1 Tepelné

Převážná část tepla, která přichází ze spalin do stěn, přestupuje do chladicí látky a odvádí se z pracovního oběhu. U rychloběžných motorů závisí na provozních poměrech (zatížení motoru) a na řadě dalších parametrů. Toto tepelné zatížení stěn spalovacího prostoru a válce, se zpravidla vyjadřuje hustotou tepelného toku stěnou.

Konstrukce pístu by měla zabezpečit minimální přestup tepla do pístu a současně dosáhnout z něho dobrý odvod tepla. Množství tepla (Obr. 60) přestupující do pístu závisí na teplotě a rychlosti proudění plynu, na době hoření (rychloběžné motory), na termodynamickém vlivu plynů a velikosti plochy dna pístu.<sup>[2]</sup>



Obr. 60 Tepelné zatížení pístu

#### Odvod tepla se zlepší:

- velké průřezy pro odvod tepla
- dobrá tepelná vodivost materiálu
- chlazení nástřikem oleje

V případě pístu z motoru JAWA 837 se jedná o píst chlazený nástřikem dna pístu olejem. Odvod tepla pístními kroužky je přibližně 41%, olejem 45%, pláštěm pístu 6% a zbylých 8% se odvádí vzduchem v klikové skříni.<sup>[6]</sup>

### 9.2.2 Mechanické namáhání pístu

Na píst, během pracovním cyklu, působí setrvačné síly, které jsou způsobeny zrychlením v horní a dolní úvratí, ve spalovacím prostoru síly od tlaku plynů. Tyto síly se sčítají a výsledná síla se přenáší na pístní čep přes dno, hlavu pístu a nálitky pro

pístní čep. Vzhledem ke značné velikosti setrvačných sil, je třeba těmto částem pístu věnovat značnou pozornost a řádně je naddimenzovat.

Při zažehnutí palivové směsi a následné expanzi, v horní úvratí působí současně síly od tlaku plynů, směrem ke klikové hřídeli a setrvačné síly od hmotností posuvných hmot a zrychlení pístové skupiny, směrem k hlavě válce. Tím se tyto síly vzájemně odečítají. Rozdílná situace nastane při výměně náplně válce. Při tomto ději v horní úvratí nepůsobí tlak plynů a na píst působí pouze složka setrvačných sil, která je při vysokých otáčkách nezanedbatelná. Na píst během pohybu působí také složka boční síly  $F_N$ .

Síla působící na dno pístu  $F_m = p \frac{\pi D^2}{4}$  (43),  $p$  pochází z p-V diagramu

Úhel  $\beta$   $\beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha)$  (44)

Síla působící na plášť pístu  $F_N = \operatorname{tg} \beta F_m$  (45)

Síla  $F_N$  nabývá maxima při  $113^\circ$  natočení klikového hřídele za horní úvratí hodnoty 4 616 N.

Při maximálním spalovacím tlaku 6,6 MPa v  $10^\circ$  natočení klikového hřídele za horní úvratí nabývá hodnoty 1024 N. Velikost síly  $F_N$  je v úvratích malá a při dalších výpočtech je pro zjednodušení zanedbána.

### 9.2.3 Vliv vůle a deformace pístního čepu

Jak již bylo zmíněno v kapitole 8. Pístní čep, průhyb a především ovalizace pístního čepu se může nepříznivě projevit na plášti pístu. Průhyb a ovalizace pístního čepu se přenáší přes nálitky pro pístní čep na pístu a žebra do pláště pístu. Po té mohou na plášti pístu nastat nepříznivé deformace a měrné tlaky v určitých místech, kde se poruší olejová vrstva, a může dojít k zadírání motoru (červeně označená oblast na obr.61).

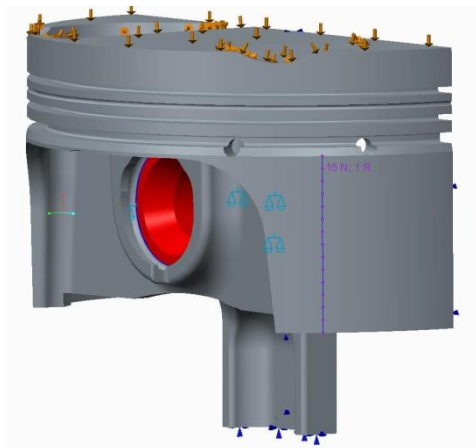


Obr. 61 Čtvercování pístu

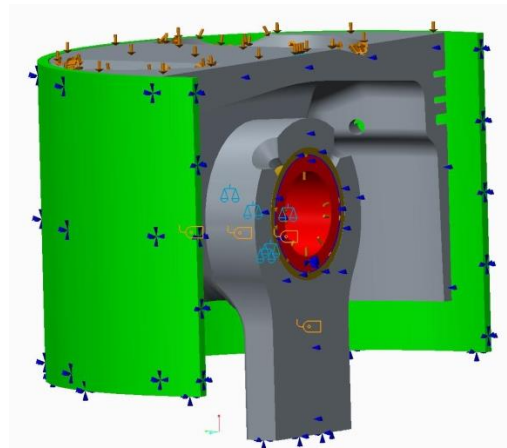
## 9.3 Tvorba modelu

Model pro výpočet pístu vychází z předchozích modelů pro oko ojnice a pístní čep. Opět jsou doplněny okrajové podmínky symetrie, a dřík ojnice je pevně vetknut. Dále je zamezeno otáčení pístního čepu a klopení pístu. Pro zjištění posunutí pláště

pístu, nejsou pro plášť zadány okrajové podmínky. Navíc je na plášti pístu vytvořena linie uzlů, která se nachází na napojení žebra, které spojuje plášť pístu s nálitkem pro pístní čep. Pro zjištění napětí v pístu je k sestavě přidán navíc válec. Válec je brán jako tuhý. Mezi válcem a pístem je nadefinována kontaktní vazba s téměř nulovou vůlí (0,015 mm – uvažováno při zahřátí). Dále je zadán tlak 6,6 Mpa od spalovacího tlaku a setrvačné síly. Materiálové vlastnosti jsou zadány, viz příloha 1. Pro stěnu válce jsou zadány materiálové vlastnosti oceli.



Obr. 62 Model pro posunutí



Obr. 63 Model pro napětí

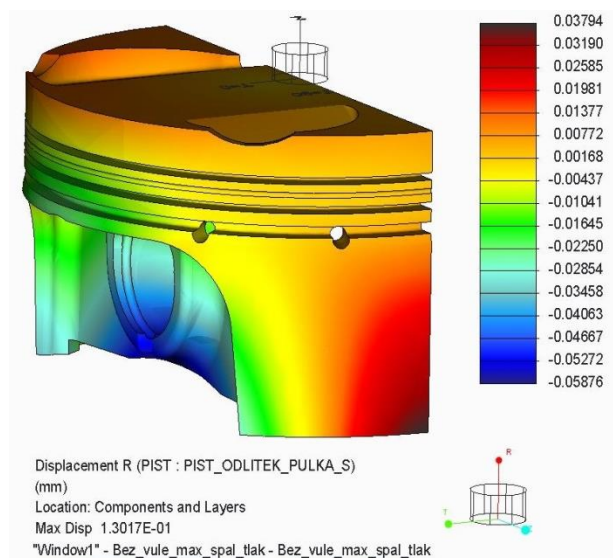
Pro zjištění posunutí pláště pístu jsou posuzovány vlivy teploty (po startu a po zahřátí pístu) a vliv tolerancí jednotlivých komponent při maximálním spalovacím tlaku a výměně obsahu válce. Při vlivu teploty je při startu uvažována nejhorší kombinace tolerancí (minimální vůle). Při provozní teplotě jsou uvažovány 3 varianty:

- mezi pístem a pístním čepem vůle 0,0174mm, mezi pouzdrem a pístním čepem minimální vůle
- mezi pístem a pístním čepem vůle 0,0174 mm, mezi pouzdrem a pístním čepem maximální vůle
- maximální vůle mezi pístem, pístním čepem a pouzdrem

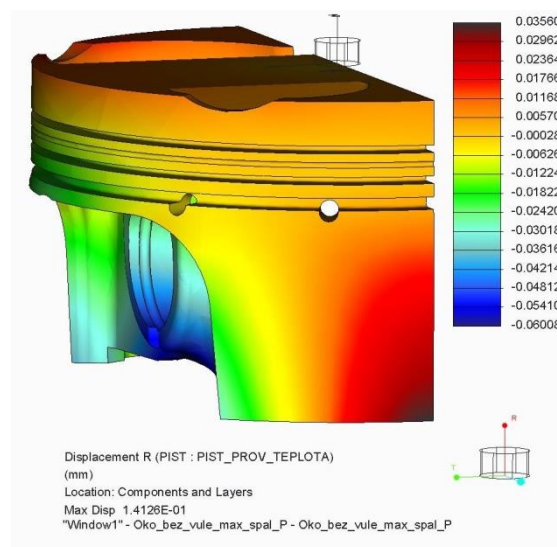
Při zjištění napětí v pístu je uvažována provozní vůle 0,0174 mm vlivem teploty mezi pístem a pístním čepem, a maximální možná mezi pístním čepem a pouzdrem.

## 9.4 Výsledky

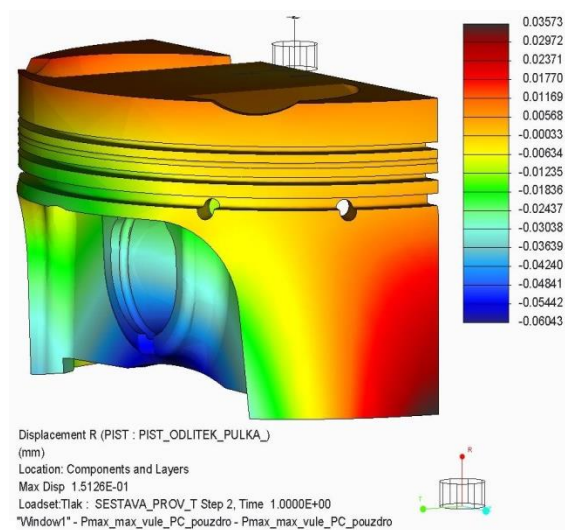
### 9.4.1 Maximální spalovací tlak



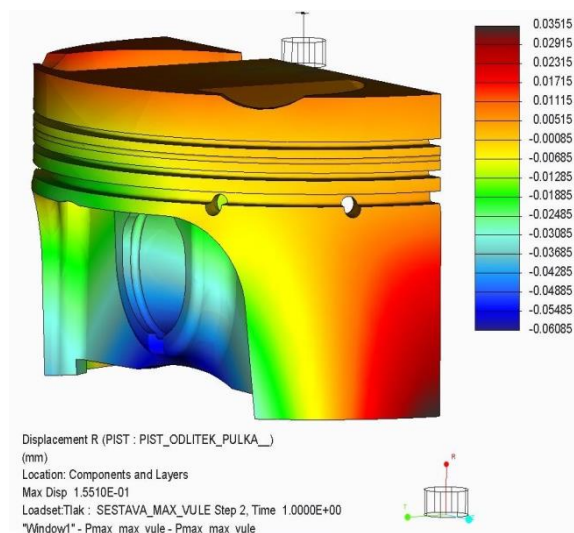
Obr. 64 Posunutí na plášti – var. po startu



Obr. 65 Posunutí na plášti – var. a)



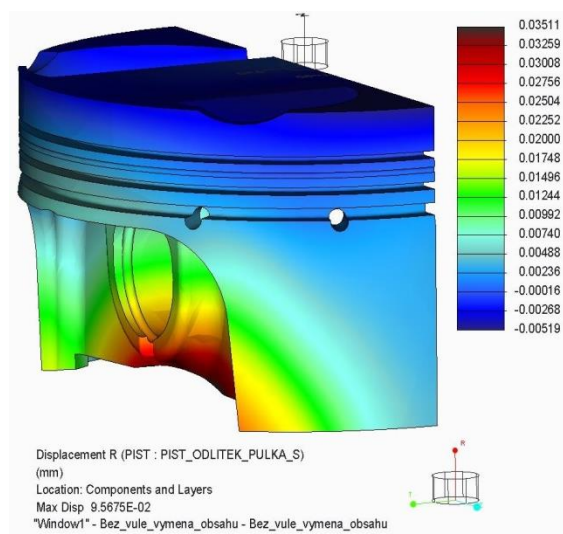
Obr. 66 Posunutí na plášti – var. b)



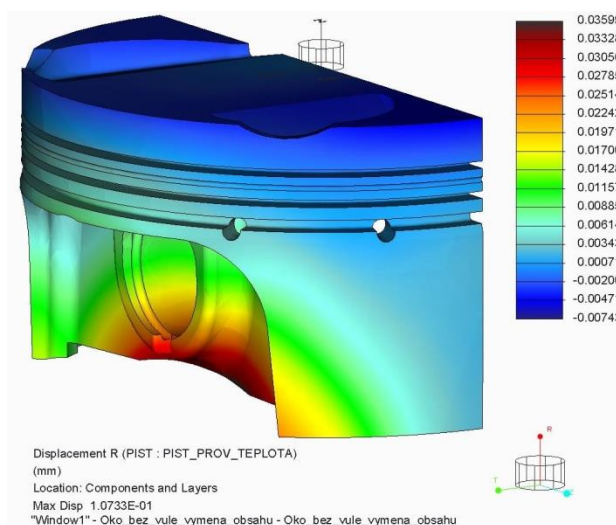
Obr. 67 Posunutí na plášti – var. c)



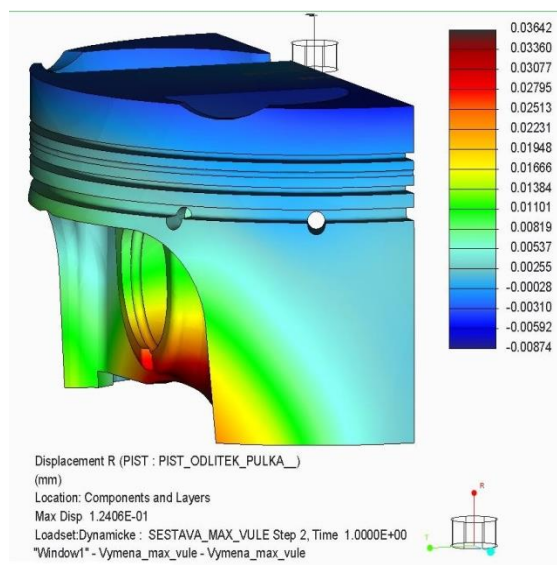
## 9.4.2 Výměna obsahu válce



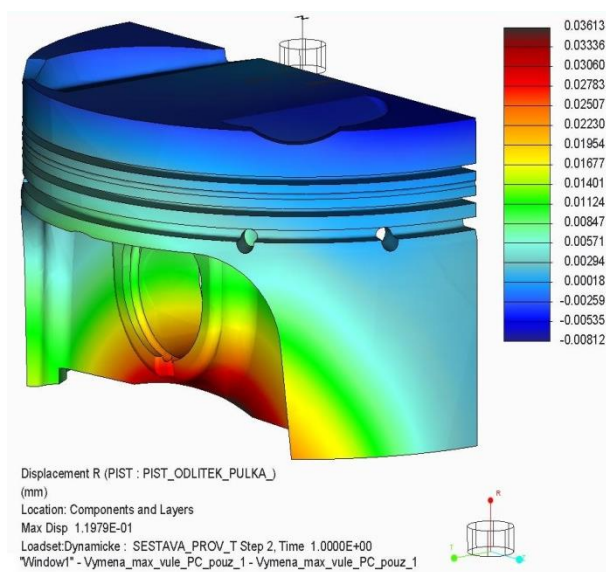
Obr. 68 Posunutí na plášti – var. po start



Obr. 64 Posunutí na plášti – var. a)



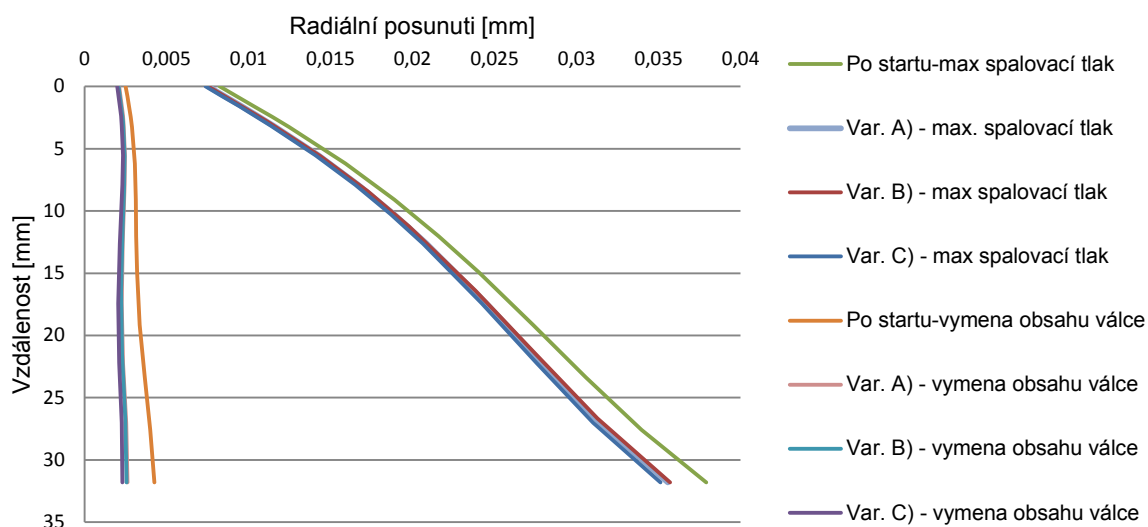
Obr. 70 Posunutí na plášti – var. b)



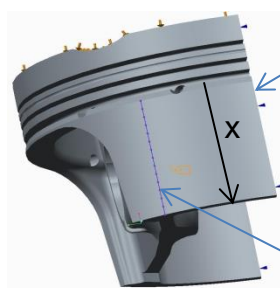
Obr. 71 Posunutí na plášti – var. c)

### 9.4.3 Porovnání posunutí pláště pístu

Plášť - kolmo na pístní čep

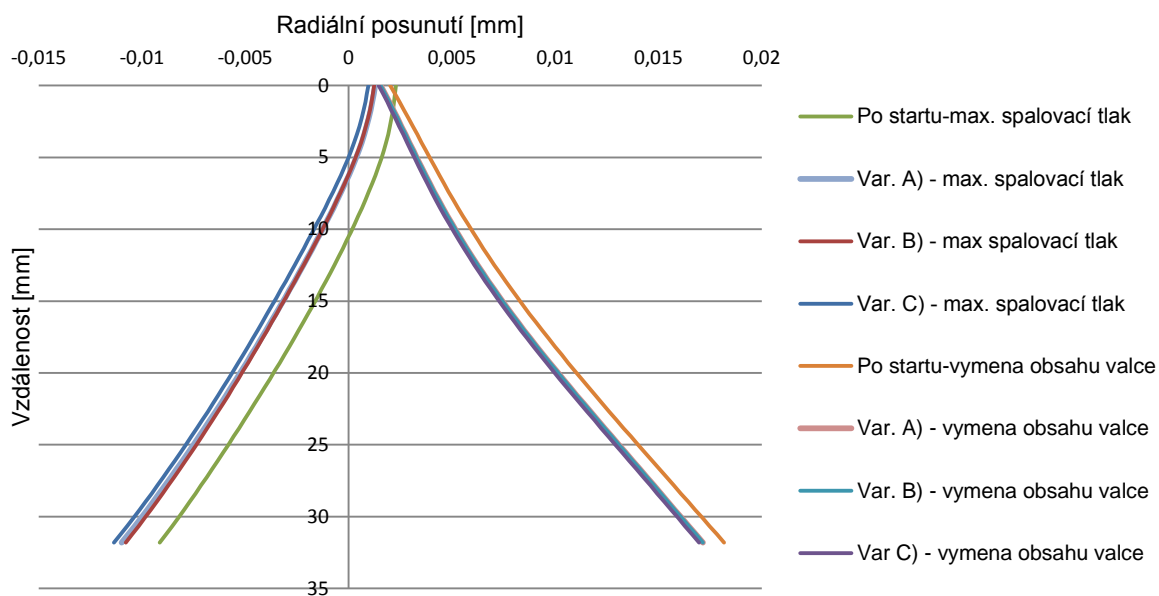


Graf 6

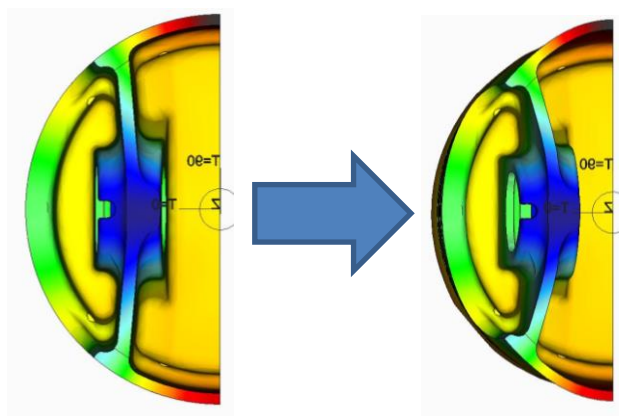


Obr. 72

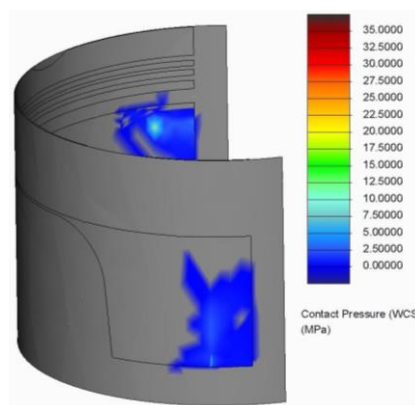
Plášť - v místě napojení žebra



Graf 7

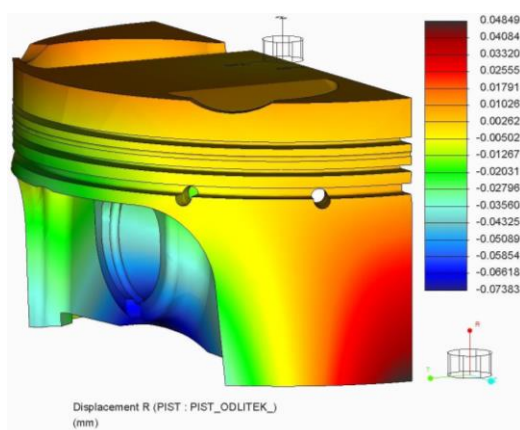


Obr. 73 Deformace pístu

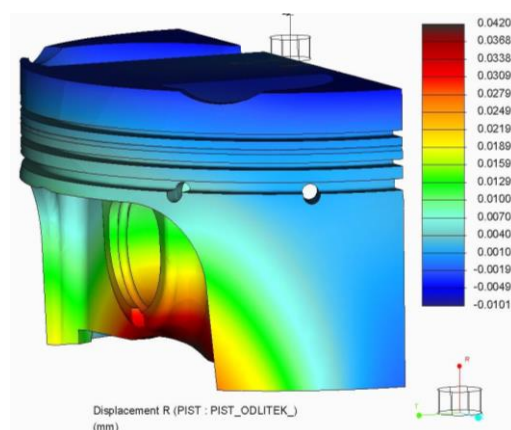


Obr. 74 Kontaktní tlak

#### 9.4.4 Porovnání s poddimenzovaným pístním čepem

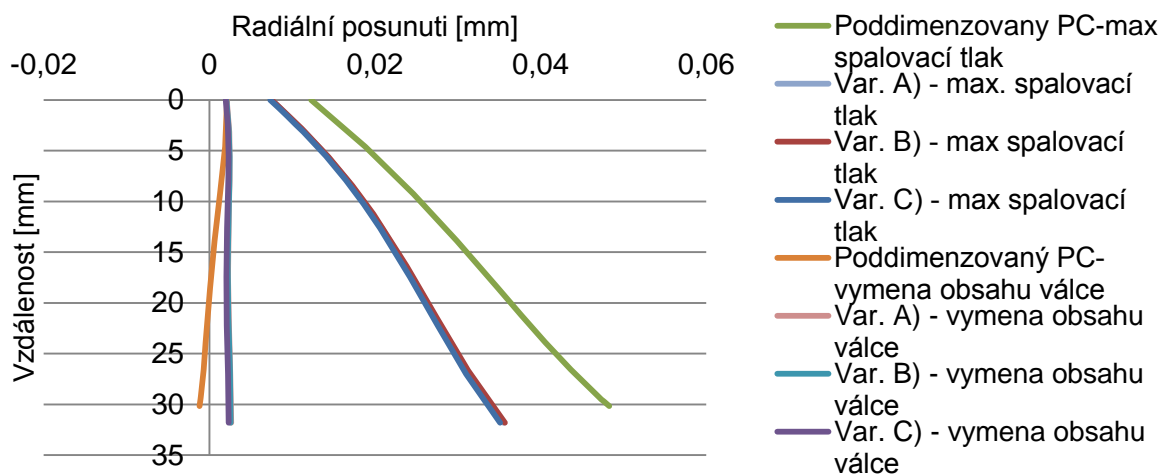


Obr. 75 Radiální posnutí – maximální spalovací tlak



Obr. 76 Radiální posnutí – výměna obsahu válce

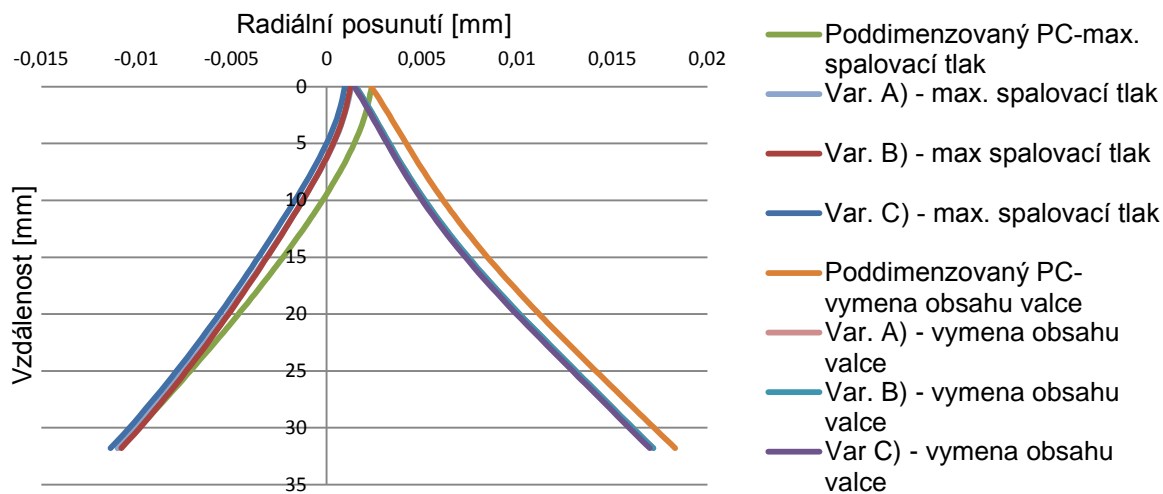
#### Plášť - kolmo na pístní čep



Graf 8



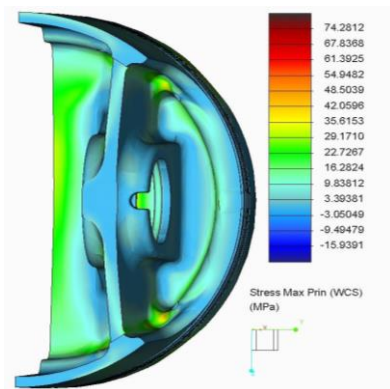
## Plášť - v místě napojení žebra



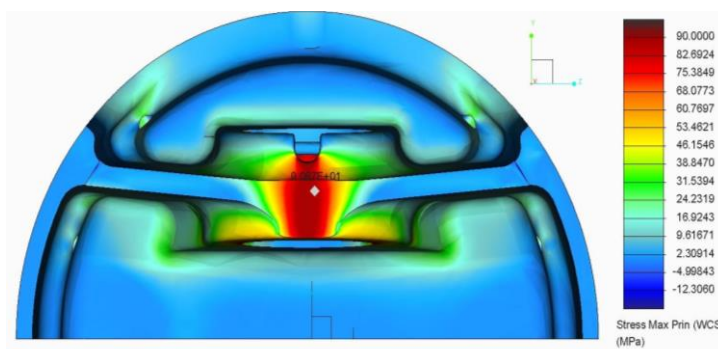
Graf 9

### 9.5 Kritická místa pístu z hlediska únavy

Vzhledem k proměnnému zatížení pístu od spalovacího tlaku a setrvačných sil, je třeba píst kontrolovat z hlediska únavové pevnosti. Na pístu se v tomto případě jeví jako nejvíce kritické místo na spodní straně nálitku pístního čepu.



Obr. 77 Maximální tahové napětí – maximální spal. tlak



Obr. 78 Maximální tahové napětí – výměna obsahu válce

Z obr. 77 a 78 můžeme usoudit, že se jedná o míjivé namáhání s maximální hodnotou 90 MPa. Pro zadaný materiál je  $\sigma_c \approx 90$  MPa. Koeficient bezpečnosti  $k = 1$ , dle hodnot metody konečných prvků. Optimalizace pro nižší hodnotu napětí by spočívala ve zvětšení profilu spodní strany nálitků pro pístní čep.

## 10. Vyhodnocení výsledků a závěr

Výpočet ojnice se zaměřuje především na změnu vůle v kontaktních místech a kritická místa z hlediska únavové pevnosti. Ojnice byla pro simulaci rozdělena do dvou částí pro urychlení výpočtů. V první části se zkoumala hlava ojnice. Byla podrobena silám od maximálního spalovacího tlaku  $p=6,6$  MPa při maximálních otáčkách 9000 1/min a silám při výměně obsahu, při maximálních otáčkách. Hodnota zrychlení (zpomalení)  $a \cong 39\,380\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  (viz. příloha 2). Dále byly provedeny podpůrné výpočty svěrné síly šroubů, kde síla ve šroubu  $F_s = 37\,717\text{ N}$ , a výpočet kontaktního tlaku pod pánví, kde kontaktní tlak  $p = 9,2$  MPa. První výpočty se zaměřují na dolehnutí pánve na klikový čep a vymezení vůle. Vůle je uvažována nejmenší možná při daných tolerancích. Zde se ukazuje jako horší varianta režimu výměně obsahu válce, kde dolehnutí pánve na klikový čep je v rozsahu cca  $160^\circ$ , avšak k sevření klikového čepu nedochází (Graf 2). V režimu maximálního spalovacího tlaku je dolehnutí pánve na klikový čep v rozsahu cca  $70^\circ$  (Graf 3), k sevření také nedochází. Zde bych pouze doporučil firmě JAWA Moto spol. s.r.o. zavedení vhodné metody pro kontrolu rozměrů pánví.

Z hlediska únavové pevnosti nejsou, vzhledem k velkým rádiům a plynulým napojením, zkoumány přechody hlavy ojnice do dříku. Na hlavě ojnice se jako nejkritičtější místo jeví v hraně u plochy pro hlavu ojnicního šroubu (obr. 36). V dodaném modelu není na této hraně žádný rádius, je zde tedy velká koncentrace napětí, jehož hodnoty jsou navíc zvýšeny nepřesností P-metody, pro ostré vruby (singularity) a výpočty musíme brát spíše orientačně pro určení kritického místa a to např. sledovat při testování. Ve výpočtech dosahuje nejvyšší napětí (viz kapitola 7.5.3) téměř hodnot meze kluzu  $\sigma_{kt}=735$  MPa (obr. 40), kde bezpečnost  $k=1$  (obr. 52). Musíme však vzít v úvahu technologii výroby frézováním stopkovou frézku, která nemá ostré hrany, ale rádius cca  $R = 0,5\text{ mm}$ . Výsledné hodnoty napětí stávajícího řešení budou menší a výsledná bezpečnost  $k>1$ . Pro porovnání je provedena optimalizovaná varianta s úpravou hrany, např. použitím stopkové frézky s rádiusem  $R = 1,5\text{ mm}$ , kdy maximální napětí dosahuje hodnot cca 450 MPa (obr. 48) a bezpečnosti  $k = 1,6$  (obr. 52).

Dále je na ojnici provedeno posouzení dříku z hlediska únavové pevnosti. Velikost tlakového napětí je 136 MPa při maximálním spalovacím tlaku, velikost napětí

tahového je 155 MPa při výměně obsahu válce. Koeficient bezpečnosti  $k = 1,6$  (obr. 23 a tab. 6).

Výpočet oka ojnice je opět uvažován v režimu maximálního spalovacího tlaku a v režimu výměny obsahu válce. Dále jsou provedeny dva podpůrné výpočty. První pro velikost kontaktního tlaku mezi pouzdem a okem ojnice, kde dosahuje tlak při maximálním přesahu hodnot  $p = 51,5$  MPa (tab. 7). Druhý podpůrný výpočet se, vzhledem k interakci komponent, zabývá teplotní roztažností jednotlivých komponent. V režimu maximálního spalovacího tlaku a výměny obsahu válce nejsou překročeny dovolené hodnoty napětí  $\sigma_D = 280$  MPa. Z hlediska únavové pevnosti jsou za kritické místo považovány otvory pro přívod mazacího oleje (obr. 37). Toto místo s koeficientem bezpečnosti  $k = 1,8$  (tab. 9, obr. 52) vyhovuje v původním provedení.

V režimu maximálního spalovacího tlaku je navíc posouzena deformace oka, vymezení vůle, včetně rizika sevření pístního čepu při provozní teplotě. Při nejmenších možných vůlích pístního čepu a pouzdra může docházet k sevření pístního čepu (graf 4, směr a počátek  $\varphi$  viz obr.31), kdy navíc při minimální vůli mezi pístem a pístním čepem za studena může docházet k přidírání. Zde by bylo vhodné mít zajištěnou větší minimální vůli za studena. Pro srovnání je uveden případ maximální možné vůle (graf 5). V tomto případě k sevření nedochází, je zde však patrná jistá nesymetrie. Ta je způsobena rozdílnou tuhostí dna pístu (obr. 31).

Dále je vyšetřována deformace pístního čepu, která je určující pro změny vůlí v kontaktních místech s pístem i pouzdem. Je porovnán výpočet průhybu a ovalizace pístního čepu metodou Kolbenschmidt s výsledky získanými metodou konečných prvků na daném pístním čepu (tab. 9). Hodnoty se značně liší. To může být způsobeno uvažovanou provozní vůlí pístu a pístního čepu, reálnou tuhostí nálitků pro pístní čep, nepřesností výpočtu z metody konečných prvků vzhledem k ovlivnění průhybu ovalizací.

Výpočet pístu se zaměřuje především na deformaci pláště pístu v závislosti na deformaci pístního čepu, při různých velikostech vůle. Tvar pláště po zatížení se sleduje v místě kolmém na pístní čep a v místě napojení žebra, které spojuje nálitky pro pístní čep s pláštěm (obr. 72). Jsou zpracovány 4 varianty vůlí. Nejhorší varianta se jeví při chodu motoru za studena s minimální možnou vůlí v kluzných místech, můžeme však předpokládat, že motor nebude provozován v režimu maximálního výkonu před dosažením provozní teploty. Ostatní varianty vůlí při provozní teplotě se

od sebe příliš neliší. Nejlépe vychází varianta s maximálními vůlemi, kde se deformace pístního čepu projevují na plášti pístu nejméně (graf. 6 a 7).

Vliv ovalizace pístního čepu nemá v tomto případě velký vliv na deformaci pláště pístu, není však zanedbatelný. Největší vliv na plášť pístu má deformace od průhybu pístního čepu v režimu maximálního spalovacího tlaku. (viz obr. 73), kdy jsou průhybem pístního čepu deformovány nálitky pístního čepu se dnem pístu. Tato deformace se přenáší žebrem na plášť pístu, který se v místě napojení žebra stahuje k ose pístu a v místě kolmém na pístní čep naopak vytlačuje do stěny válce. Nejvíce kritické místo se po porovnání grafu 6 s výkresem pístu (tvar boční křivky, uvažování ovality pístu) jeví od poloviny ke konci pláště, kde křivka pístu neposkytuje velkou vůli. Avšak vzniklé tlaky, vzhledem k malým radiálním posunutím pláště od zatížení, spolu s vůlí mezi pístem a válcem se pohybují okolo hodnoty 2 až 3 MPa (obr. 74). Pro srovnání stávající varianty, byl zhotoven model s odlehčeným pístním čepem (vnitřní průměr + 2 mm). Deformace tohoto pístního čepu se projevila nepříznivě na plášť pístu (graf 8 a 9). Po posouzení všech variant můžeme konstatovat, že stávající řešení je optimální, avšak doporučuji volit tolerance pro větší vůli.

Při posouzení pístu z hlediska únavové pevnosti, je vybráno místo na spodní straně nálitku pístního čepu. Při jednom cyklu motoru se zde mění napětí od cca 0 do 90 MPa. Při uvažování  $\sigma_c \approx 90$  MPa je koeficient bezpečnosti  $k = 1$ . Pro optimálnější koeficient bezpečnosti by stačilo zesílit profil nálitku ve spodní části. Musíme však vzít také v úvahu jistou nepřesnost metody konečných prvků a zjednodušení tvaru otvoru v nálitku pístního čepu a menší tuhosti žeber spojujících plášť s nálitkem pro pístní čep.

## 11. Seznam použité literatury

1. Bartoníček, L.: Konstrukce pístových spalovacích motorů, 2. přepracované vydání, Liberec 1992
2. Dufek, M.: Diplomová práce – PEVNOSTNÍ OPTIMALIZACE PÍSTU PRO PLOCHODRÁŽNÍ MOTOCYKL, Liberec 2007
3. Bolek A., Kochman J., kol.: Části strojů 1. svazek, Praha 1989
4. Brabec P., Scholz C.: XXXIV mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol
5. Lusk Z.: Diplomová práce – TEPELNÁ ROZTAŽNOST PÍSTU SPALOVACÍHO MOTORU, Liberec 2003
6. Scholz. C.: Prezentace PSM 03, Liberec 2011/2012
7. Brabec P., Kefurt P., Scholz C., Voženílek R.: FEM ANALYSIS OF CONNECTING ROD FOR STATIONARY ENGINE

### Internetové zdroje:

[www.motorkari.cz](http://www.motorkari.cz)

## 12. Přílohy

- |           |   |
|-----------|---|
| Příloha 1 | Materiály jednotlivých komponent a jejich vlastnosti  |
| Příloha 2 | Rozměry a dílčí výpočty s výsledky                    |
| Příloha 3 | Výpočet momentu setrvačnosti ojnice                   |
| Příloha 4 | P-V diagram motoru                                    |
| Příloha 5 | Průběh tlaku a teploty ve válci motoru                |
| Příloha 6 | Průběh kinematických veličin klikového ústrojí motoru |
| Příloha 7 | Průběh sil klikového ústrojí motoru                   |
| Příloha 8 | Odhad teploty nálitků pro pístní čep v pístu          |
| Příloha 9 | Změna rozměrů pístu a pístního čepu vlivem teploty    |